

*А.Г. ГИМАДИЕВ*

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ, РАСЧЕТ  
СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА  
РАСХОДА ТОПЛИВА**

**2007**



**САМАРА**

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

А.Г. ГИМАДИЕВ

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ, РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ  
И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА**

Допущено УМО в качестве учебного пособия для студентов  
специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы  
и гидропневмоавтоматика»

САМАРА  
Издательство СГАУ  
2007

УДК 621.452(075)

ББК 39.65

Г 48



**Инновационная образовательная программа "Развитие центра компетенции и подготовка специалистов мирового уровня в области аэрокосмических и геоинформационных технологий"**

Рецензенты: д-р. техн. наук, проф. Н.В. Д и л и г е н с к и й,  
д-р. техн. наук, проф. В.В. Б и р ю к

*Гимадиев А.Г.*

**Г 48 Выбор параметров, расчет статических и динамических характеристик регулятора расхода топлива: учеб. пособие / А.Г. Гимадиев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. - 64 с.: ил.**

**ISBN 978-5-7883-0641-4**

Изложено применение регулятора расхода топлива в жидкостном ракетном двигателе как исполнительном элементе системы управления ракеты-носителя. Дан вывод уравнений математической модели регулятора, на основе которых выбираются параметры и рассчитываются его статические и динамические характеристики. Рассматриваются вопросы устойчивости системы ЖРД - регулятор с построением Д - разбиения в плоскости одного и двух параметров, даются рекомендации по повышению запаса устойчивости САР ЖРД - регулятор.

Учебное пособие рекомендуется для студентов, обучающихся по специальностям 150802 – «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», 130400 - «Ракетные двигатели», а также может быть полезно инженерно-техническим работникам, разрабатывающим гидравлические агрегаты.

УДК 621.452(075)  
ББК 39.65

**ISBN 978-5-7883-0641-4**

© Гимадиев А.Г., 2007  
© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 2007

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$K$  - коэффициент передачи

$L$  - акустическая индуктивность

$\dot{m}$  - массовый расход

$M$  - масса

$N$  - сила

$M(\omega)$  - амплитудно-частотная характеристика

$P$  - давление, тяга двигателя

$R$  - гидравлическое сопротивление

$F$  - площадь

$T$  - постоянная времени

$W(j\omega)$  - амплитудно-фазовая частотная характеристика

$W(s)$  - передаточная функция

$x$  - координата поршня дифференциального клапана

$\Delta$  - приращение

$d$  - диаметр

$l$  - длина

$\beta$  - половина угла при вершине треугольного окна дифклапана

$\gamma$  - жесткость, угол тангажа

$h$  - высота треугольного окна дифференциального клапана

$s$  - переменная в интегральном преобразовании Лапласа

$t$  - время

$v$  - скорость потока жидкости

$\zeta$  - коэффициент демпфирования

$\nu$  - кинематическая вязкость

$\mu$  - коэффициент расхода

$\lambda$  - коэффициент сопротивления трения

$\rho$  - плотность рабочей среды

$\varphi$  - угол поворота привода дроссельного крана

$\omega$  - угловая частота колебаний

$j = \sqrt{-1}$  - мнимая единица

## ИНДЕКСЫ

$\dot{A}$  - принадлежность к полости А

$\dot{B}$  - принадлежность к полости Б

$\dot{B}$  - принадлежность к полости В

*НАР* – начало автоматической работы

*вх* - вход

*вых* - выход

*гд* - гидродинамическая

*дв* - двигатель

*др* - дроссельный кран

$\delta\phi$  - дифференциальный клапан

*жс* - жиклер

*нб* - наибольший

*нм* - наименьший

*п* - поршень

$\dot{\delta}$  - приведенный, предварительный

$\dot{\delta}_{\text{пр}}$  - пружина

$\delta_{\text{р}}$  - расчетный

$\delta$  - регулятор

*тр* - трение

$\theta$  – соответствует номинальному значению параметра

*min* - минимальный

*max* - максимальный

## ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

ЖРД - жидкостный ракетный двигатель

ЛА - летательный аппарат

САР - система автоматического регулирования

В приложении 1 учебного пособия приведены термины глоссария.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	6
Введение	7
1. РЕГУЛЯТОР РАСХОДА ТОПЛИВА В СТРУКТУРЕ ЖРД РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ	8
2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА	19
3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА	25
4. ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА	35
5. ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ ЖРД - РЕГУЛЯТОР РАСХОДА ТОПЛИВА	46
6. КОНСТРУКЦИЯ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА ЖРД	56
Список литературы	60
Приложение 1. ТЕРМИНЫ ГЛОССАРИЯ	61
Приложение 2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА	62
Приложение 3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ УСВОЕНИЯ МАТЕРИАЛА УЧЕБНОГО ПОСОБИЯ	63

## Предисловие

Важной задачей при подготовке высококвалифицированных инженеров по специальностям 150802 – «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», 130400 - «Ракетные двигатели» является привитие им навыков проектирования агрегатов, систем двигателей и энергетических установок. К одному из сложных и важных агрегатов жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) и энергетических установок относится регулятор расхода топлива (горючего), от динамических свойств которого во многом зависит устойчивость и качество систем. Изучение систем автоматического регулирования (САР) ЖРД начинается с рассмотрения двигателя как объекта регулирования и регулятора, управляющего как внутренними двигательными процессами, так и ракетой в целом. В ЖРД, как правило, применяются регуляторы расхода топлива прямого действия как наиболее простые по схеме и надежные в экстремальных условиях их эксплуатации. Регулятор должен выполнять свои функции в условиях повышенных вибраций и перегрузок, наблюдающихся на двигателе и ракете. Поэтому студенты должны осваивать методы выбора параметров регулятора расхода топлива с учетом требований, предъявляемых к пневмогидравлической и топливной системам двигателей и энергетических установок, расчета динамических характеристик и устойчивости систем. Материал учебного пособия ориентирован на использование студентами при выполнении курсовых проектов по курсам лекций «Динамика и регулирование пневмогидросистем», «Автоматика и регулирование ракетных двигателей».

## Введение

Автоматике и регулированию ЖРД посвящена достаточно обширная литература в виде монографий и учебных пособий [1-3], однако вопросам проектирования регуляторов расхода топлива уделено недостаточное внимание. Это связано с тем, что, во-первых, эта тематика многие годы была секретной, во-вторых, вопросы разработки агрегатов ЖРД были прерогативой только специальных КБ. В данном учебном пособии изложены как общие вопросы применения регуляторов расхода топлива в ЖРД, так и дана его математическая модель в виде системы алгебраических и дифференциальных уравнений. На основе этих уравнений рассчитываются статические и динамические характеристики, изучаются вопросы устойчивости системы ЖРД - регулятор с построением Д-разбиения в плоскости одного и двух параметров, даются рекомендации по повышению запаса устойчивости САР.

При составлении учебного пособия автором использованы некоторые материалы, изложенные в изданной под редакцией академика РАН В.П. Шорина монографии «Регуляторы расхода для топливных систем двигателей летательных аппаратов». – М.: Машиностроение, 2000.- 208 с., а также чертежи некоторых конструктивных элементов регулятора, предоставленных АО СНТК имени Н.Д. Кузнецова.

Автор благодарен профессору Быстрову Н.Д., принявшему участие в обсуждении материала пособия и давшего ценные замечания, устранение которых улучшило его содержание. Автор благодарен также инженеру кафедры АСЭУ СГАУ Ермошкину А.З. за помощь в оформлении рисунков.



# 1. РЕГУЛЯТОР РАСХОДА ТОПЛИВА В СТРУКТУРЕ ЖРД РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

Жидкостный ракетный двигатель (ЖРД) является исполнительным элементом системы управления ракеты-носителя (в дальнейшем ракеты). При этом управление ракетой может осуществляться поворотом двигателей по двум осям или рассогласованием тяг в многокамерной двигательной установке. Во втором случае необходимо изменять тяги двигателей по сигналам системы управления ракеты (рис. 1.1). Изменение тяги двигателей

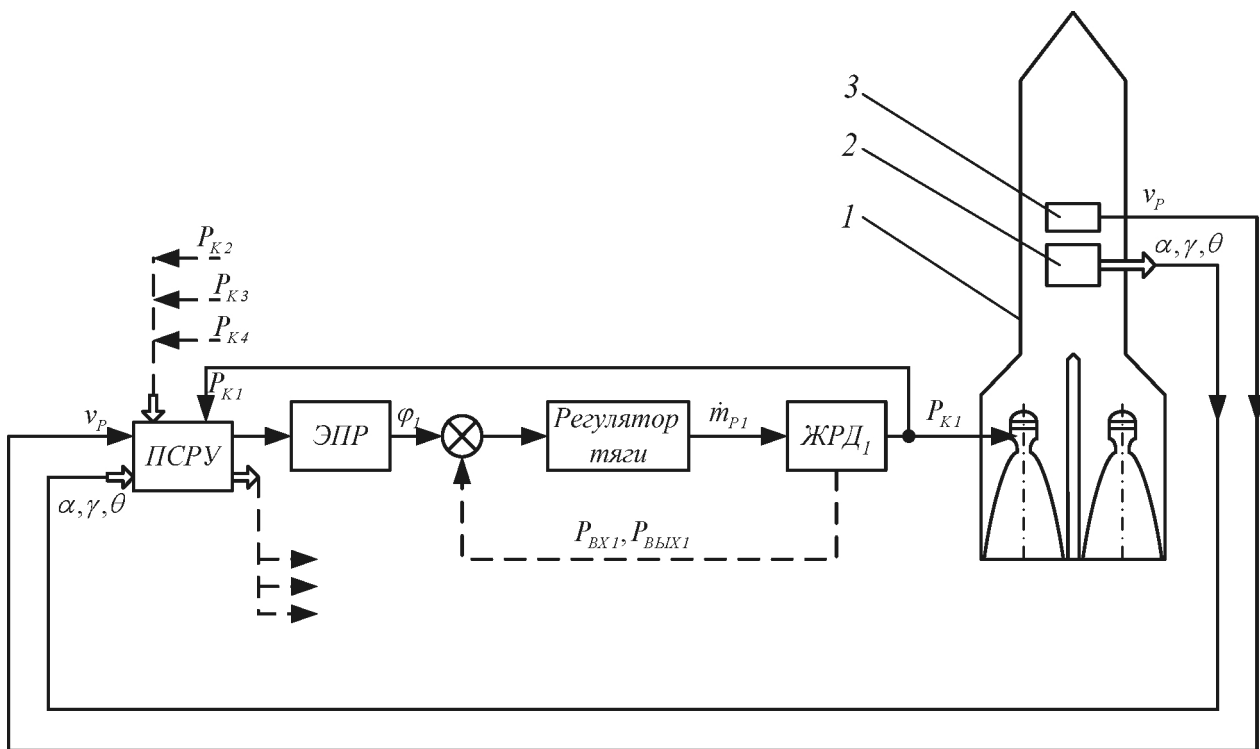


Рис. 1.1. Функциональная схема системы управления ракеты с рассогласованием тяг двигателей:  $v_p$  – скорость полета ракеты;  $\alpha, \gamma, \theta$  – угол крена, тангажа и рыскания ракеты;  $P_{BX1}, P_{BYX1}$  – давления на входе в регулятор и на его выходе; ПСПУ – программное счетно-решающее устройство; ЭПР – электропривод дроссельного крана регулятора тяги (давления в камере сгорания);  $P_{K1}, P_{K2}, P_{K3}, P_{K4}$  – давления в камерах сгорания четырех двигателей;  $\dot{m}_{p1}$  – расход горючего в окислительный, двухкомпонентный газогенератор первого двигателя;  $\varphi_1$  – угол поворота привода дроссельного крана регулятора; 1 – ракета-носитель; 2 – датчик положения ракеты в пространстве; 3 – датчик скорости полета ракеты

осуществляется подсистемами регулирования тяги, исполнительным элементом которых является регулятор расхода топлива.

Управление ракетой осуществляется по углам крена, тангажа и рыскания, а также кажущейся скоростью полета. По угловым датчикам определяется фактическое положение ракеты в околоземном пространстве и эти команды поступают в программное счетно-решающее устройство (ПСРУ), в котором они сравниваются с требуемыми по программе значениями углов  $\alpha, \gamma, \theta$ . По разнице программных и фактических значений этих углов формируется команда на изменение тяги двигателей. Усиленный сигнал с ПСРУ на изменение тяги двигателя поступает к электроприводу дросселя регулятора расхода топлива. Перенастройка площади дроссельного крана регулятора приводит к изменению расхода подмешиваемого в газогенератор компонента топлива, что приводит к изменению температуры газа на выходе из газогенератора, к изменению мощности турбины, частоты вращения ротора ТНА и, как следствие, к изменению расхода основных компонентов в камеру сгорания и тяги двигателя. Так как ракета как объект управления является более инерционной, по сравнению с двигателями, то сигналы о тягах двигателей (давлениях  $P_k$  в камерах сгорания) поступают в ПСРУ для упреждающего изменения углов  $\alpha, \gamma, \theta$  сверх допустимой нормы. Таким образом, по сигналу с ПСРУ двигатель настраивается на определенную тягу и эта операция выполняется в результате изменения настройки дроссельного крана регулятора расхода топлива.

Для обеспечения требуемой скорости полета ракеты в заданной точке космического пространства также необходимо изменять (помимо направления полета) тягу двигателей. Эта задача выполняется тем же регулятором расхода топлива.

Одним из эффективных ЖРД, применяемых в качестве исполнительного элемента системы управления ракетой, являются ЖРД с дожиганием отработанного в газогенераторе газа. В таком двигателе регулятор расхода компонента топлива установлен в магистрали подачи горючего в двухкомпонентный газогенератор (рис. 1.2).

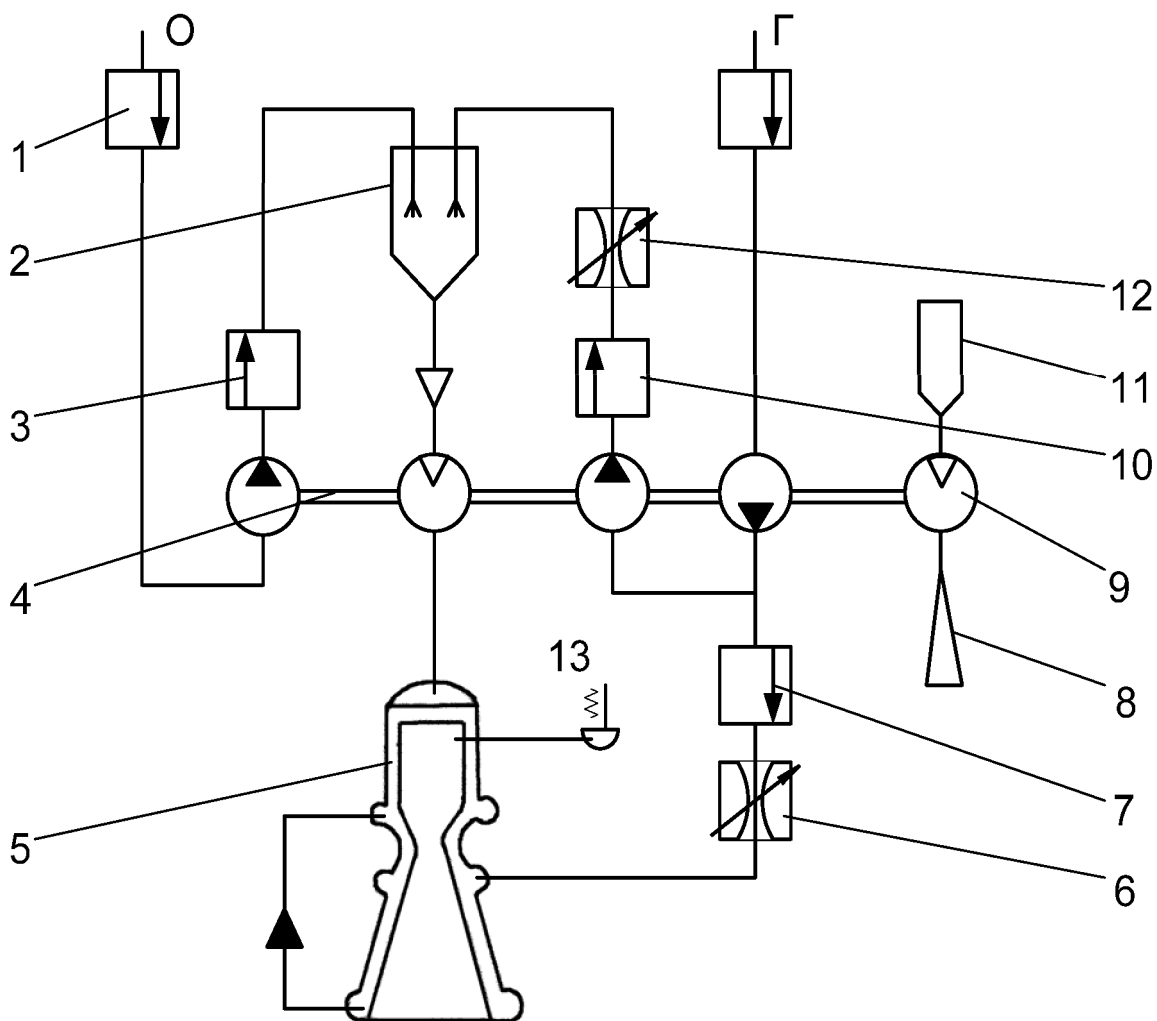


Рис. 1.2. Пневмогидравлическая схема ЖРД с дожиганием и жидкостным газогенератором, работающем на основных компонентах топлива: Г – горючее; О – окислитель; 1 – разделительные клапаны; 2 – жидкостный газогенератор; 3 – главный клапан окислителя; 4 – турбонасосный агрегат; 5 – камера сгорания; 6 – дроссель системы опорожнения баков; 7 – главный клапан горючего; 8 – выхлопное сопло пиротурбины; 9 – пиротурбина; 10 – клапан горючего газогенератора; 11 – пиростартер (твердотопливный газогенератор); 12 – регулятор расхода горючего в газогенератор (тяги); 13 – датчик давления газа в камере сгорания двигателя

Весь расход одного из компонентов топлива, например, окислителя, поступает в газогенератор, где к нему подмешивается часть горючего с таким расчетом, чтобы температура газа на входе в турбину (на выходе из газогенератора) не превышала допустимую величину. При подмешивании горючего в газогенераторе происходит горение топлива в центральной зоне, продукты сгорания которой подогревают весь окислитель. Для обеспечения требуемого напора подмешиваемого горючего за основным насосом

устанавливается дополнительный насос малой производительности. «Кислый» газ после расширения в турбине вводится в камеру сгорания, куда поступает второй компонент топлива, и в дальнейшем процесс горения в камере протекает при оптимальном соотношении компонентов. Для начальной раскрутки ротора турбонасосного агрегата нужна отдельная пусковая пиротурбина.

Регулирование тяги двигателя осуществляется изменением расхода подмешиваемого в газогенераторе горючего при помощи регулятора расхода по команде от систем стабилизации и регулирования кажущейся скорости ракеты.

Регулирование степени синхронного опорожнения баков топлива осуществляется дросселированием подачи горючего дросселем 6 по команде со счетно-решающего устройства, на вход которого подаются усиленные и преобразованные сигналы с расходомеров компонентов топлива.

К ЖРД предъявляются как общие требования, не зависящие от конкретных условий его эксплуатации, так и специальные требования. Общие требования в свою очередь делятся на технические, производственно-экономические и эксплуатационные.

К основным техническим требованиям относятся:

- экономичность работы, определяемая удельным импульсом тяги;
- надежность в течение заданного времени работы;
- малые удельная масса и габариты при заданной тяге;
- устойчивая работа на всех режимах и при переходе с одного режима на другой;
- ограниченное «вредное» влияние на ракету (высокий уровень вибрации, неуравновешенных сил и моментов);
- малое время на подготовку к запуску.

К производственно-экономическим требованиям относятся:

- простота и технологичность конструкции;
- применение недефицитных и дешевых материалов;
- наименьшая стоимость двигателя при заданных выходных параметрах.

Эксплуатационные требования определяются:

- возможностью осмотра, проверки и быстрой заменой агрегатов;
- удобством монтажа двигателя на ракете;
- временем хранения двигателя, включая заправленное состояние;

- условиями транспортировки на дальние расстояния в собранном виде или по частям.

Специальные требования к двигателю в основном связаны с обеспечением заданных его динамических свойств. Динамические процессы в ЖРД происходят во время его запуска, перехода на промежуточную и основную ступени тяги, регулирования тяги на основном этапе полета ракеты и выключения двигателя. Требования к динамическим процессам в двигателе связаны с ограничениями давления в камере сгорания или тяги, давления и расхода компонентов в топливоподводящих магистралях и агрегатах, с обеспечением устойчивости системы управления и заданных показателей качества регулирования основных ее параметров.

Некоторые ограничения, накладываемые на процесс изменения давления газа в камере сгорания двигателя, показаны на рис. 1.3.

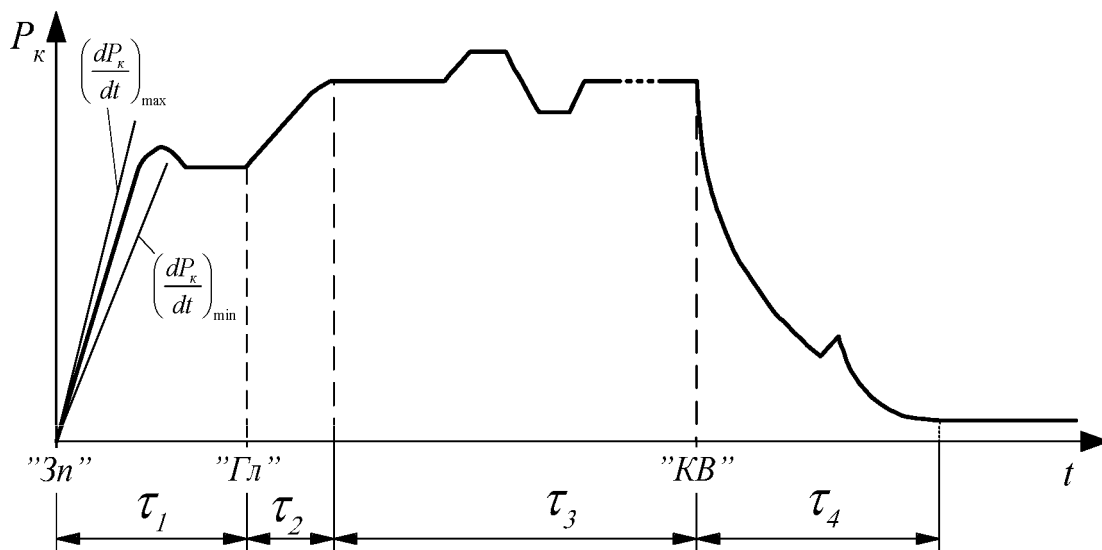


Рис. 1.3. Циклограмма работы двигателя во время полета ракеты

Участок  $\tau_1$  с момента запуска двигателя «Зп» до команды перевода с промежуточной ступени тяги на главную «Гл» имеет следующие ограничения:

- скорость нарастания тяги (давления в камере сгорания) сверху  $\left(\frac{dP_k}{dt}\right)_{\max}$  ограничена ударно-волновыми нагрузками, действующими на конструкцию ракеты в момент ее старта;

- скорость нарастания давления снизу  $\left(\frac{dP_k}{dt}\right)_{\min}$  ограничена требованием уменьшения массы сгоревшего топлива на этом участке работы двигателя и необходимостью быстрого прохода зоны критической частоты вращения ротора ТНА.

На предварительной ступени тяги двигателя ограничение давления в камере сгорания связано с недопустимостью заброса тяги выше допустимого уровня, определяемого отрывом ракеты от пусковой площадки.

На участке  $\tau_2$  агрегаты регулирования тяги двигателя действуют неэффективно. Поэтому указанные ограничения удовлетворяются подбором мощности турбины, интенсивностью и длительностью продувки магистралей двигателя.

Участок  $\tau_3$  – переход с предварительной на главную ступень тяги происходит под контролем автоматики двигателя. В этот момент также действуют ограничения давления: сверху – недопустимостью большой скорости вращения ротора ТНА, которая могла бы привести к провалам давления на входах в насосы и соответственно к кавитационному срыву, снизу – необходимостью уменьшения массы сгоревшего топлива на этом участке и быстрым прохождением зоны неустойчивого горения в камере сгорания.

Требования на участке  $\tau_3$  связаны с обеспечением устойчивости системы регулирования тяги двигателя и заданных показателей качества регулирования. Необходимо, чтобы двигатель с регулятором тяги удовлетворял требованиям по быстродействию и точности выполнения команд, поступающих от систем управления кажущейся скорости, систем стабилизации ракеты и опорожнения баков.

Требования к изменению давления на участке останова  $\tau_4$ , начиная с команды на выключения двигателя «КВ», обусловлены двумя причинами. В многокамерных двигателях необходимо обеспечить одинаковый импульс последствия тяги каждой камеры во избежание значительных моментов сил, которые могли бы повернуть ракету. В однокамерных двигателях необходимо обеспечить стабильный (постоянный) импульс последствия тяги для более точного задания конечной скорости ракеты.

К ЖРД предъявляются еще ряд специальных требований по колебательным процессам в топливоподводящих магистралях. Эти требования удовлетворяются применением специальных мероприятий, не связанных с работой регулятора тяги, поэтому здесь не рассматриваются.

Таким образом, исходя из рассмотренных требований к двигателю в целом, можно сформулировать специальные требования, предъявляемые к регулятору расхода топлива. Регулятор расхода должен выполнять две функции: во-первых, изменять расход горючего по командам от систем управления кажущейся скоростью и стабилизации ракеты; во-вторых, поддерживать заданный расход при изменении давления на входе и выходе регулятора. Регулятор должен иметь статическую погрешность не больше заданной величины при изменении внешних и внутренних возмущающих факторов. К внешним возмущениям относятся изменение давления, плотности и температуры компонентов топлива, поступающих в ЖРД, изменение давления во внешней среде, действие ускорения ракеты и колебания ее корпуса. Внутренние возмущающие факторы определяются отклонениями от расчетных значений конструктивных параметров отдельных узлов и агрегатов двигателя, связанных с допусками на их изготовление. Отклонения размеров отдельных деталей приводят к разбросу характеристик агрегатов. Например, насосы имеют разброс напорных и моментных характеристик, турбина – коэффициента расхода сопел и КПД. Гидравлические и газодинамические параметры двигателя взаимосвязаны и разброс характеристик отдельных агрегатов приводит к отклонению режима его работы. Для нормальной работы системы управления ракетой необходимо, чтобы погрешность поддержания тяги ЖРД (давления в камере сгорания) не превышала 2...4 %. Поэтому для компенсации внешних и внутренних возмущающих факторов необходима система регулирования режима работы внутри самого двигателя. Эту функцию выполняет тот же регулятор расхода жидкости, к статическим характеристикам которого предъявляются особые требования.

На рис. 1.4 показаны возможные статические характеристики регулятора, то есть зависимости расхода компонента топлива  $\dot{m}_p$  от перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p$ .

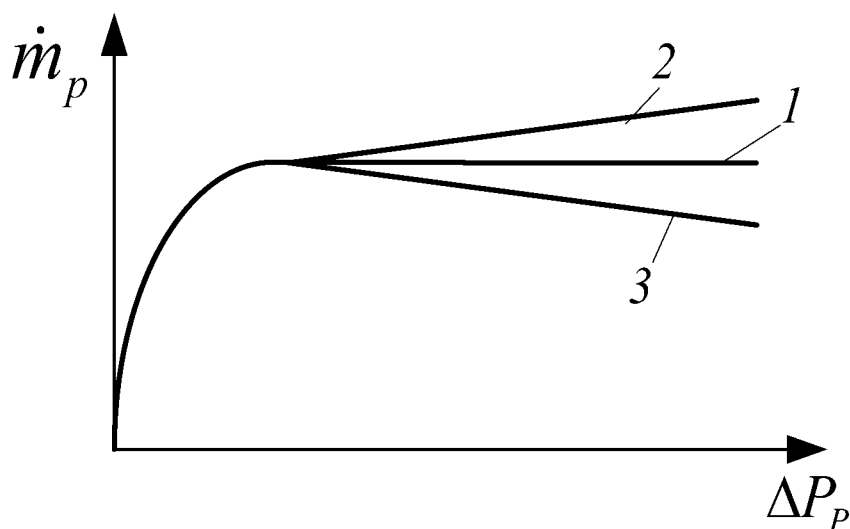


Рис. 1.4. Статические характеристики регулятора расхода топлива

Идеальный регулятор – это регулятор, который при любых отклонениях перепада давления на нем возвращает расход жидкости к исходному значению (кривая 1). Такой регулятор называют астатическим. В практике статическая характеристика регулятора всегда имеет положительный (кривая 2) или отрицательный (кривая 3) статизм. Доказано, что регулятор с отрицательным статизмом может приводить к автоколебаниям в системе регулирования тяги двигателя. Поэтому одно из требований к регулятору – это обеспечение регламентированного положительного статизма. Ограничение степени положительного статизма регулятора связано с минимально допустимой его статической погрешностью.

Следующим специальным требованием к регулятору является обеспечение требуемых его динамических характеристик, которые чаще представляются в виде частотных характеристик. Это требование связано с обеспечением устойчивости системы двигатель-регулятор и показателями качества регулирования динамических процессов в системе. Для удовлетворения последних требований необходимо иметь модель камеры сгорания двигателя (хотя бы в первом приближении) и, исходя из обеспечения требуемого запаса устойчивости системы двигатель-регулятор и времени регулирования при ступенчатом управляющем и возмущающем воздействиях, определить постоянную времени и другие параметры регулятора.



Принцип действия гидромеханического регулятора прямого действия (рис. 1.5) основан на поддержании постоянного перепада давления жидкости на дроссельном кране.

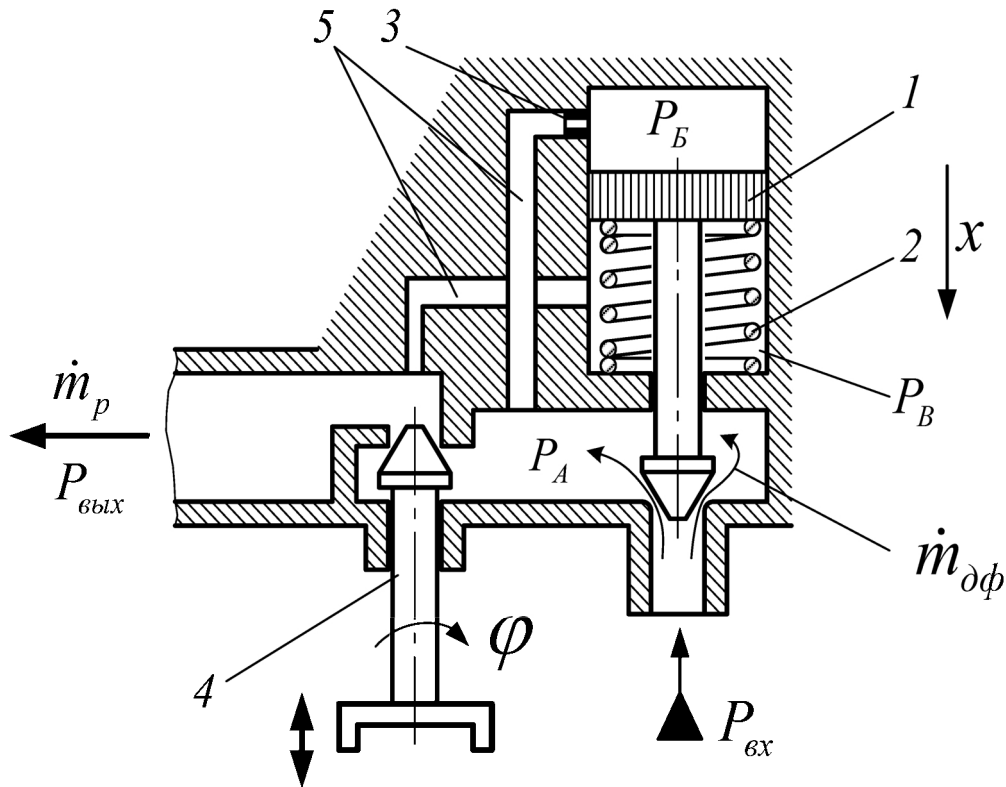


Рис. 1.5. Принципиальная схема гидромеханического регулятора расхода топлива прямого действия: 1 – дифференциальный клапан; 2 – пружина; 3 – жиклер; 4 – настраиваемый дроссельный кран; 5 – каналы подвода давлений к дифференциальному клапану

Массовый расход жидкости через дроссельный кран определяется зависимостью:

$$\dot{m}_{др} = \mu_{др} F_{др}(\varphi) \sqrt{2\rho(P_A - P_{вых})}, \quad (1.1)$$

где  $\mu_{др}$  - коэффициент расхода жидкости дроссельного крана;

$F_{др}$  - площадь проходного сечения дроссельного крана,  $m^2$ ;

$\varphi$  - угол поворота привода дроссельного крана, град.;

$\rho$  - плотность компонента топлива (жидкости),  $kg/m^3$ ;

$P_A, P_{вых}$  - давления на входе в дроссельный кран и на выходе из регулятора, Па.

При постоянной настройке дроссельного крана ( $\mu_{др} = \text{const}$ ,  $F_{др}(\varphi) = \text{const}$ ) расход жидкости определяется только разностью давлений  $P_A - P_{вых}$  и, если она поддерживается постоянной, то и расход жидкости будет постоянным. Таким образом, регулятор компенсирует влияние внешних и внутренних возмущающих факторов, влияющих на расход жидкости.

Регулирование режима работы ЖРД производится изменением площади проходного сечения  $F_{др}(\varphi)$  дроссельного крана 4 с помощью электропривода (см. рис. 1.5). Если по какой-либо причине перепад давления на дроссельном кране  $P_A - P_{вых}$  изменится, то соответственно изменится и расход горючего. Информация об изменении перепада давления через каналы обратной связи 5 и жиклёр 3 попадает на чувствительный элемент - поршень дифференциального клапана, что приводит к нарушению равновесия действующих на него сил. Поршень перемещается, восстанавливая перепад давления  $P_A - P_{вых}$ , а значит и расход горючего. Например, если перепад давления  $P_A - P_{вых}$  увеличится, то в ответ на это дифференциальный клапан начнёт уменьшать площадь проходного сечения, чтобы компенсировать возникшее возмущение, т.е. уменьшит расход жидкости. Дифференциальный клапан настраивается с помощью пружины 2 на заданный перепад давления. Так как регулятор прямого действия, то функции чувствительного элемента и исполнительного органа совмещены в одном узле – дифференциальном клапане 3.

Для обеспечения эффективного регулирования ЖРД на регуляторе должен быть большой перепад давлений. С повышенным перепадом давления связана одна из особенностей регулятора – появление на дифференциальном клапане существенной гидродинамической силы. Эта сила пропорциональна скоростному напору жидкости, т.е. перепаду давлений на дифференциальном клапане  $P_{ex} - P_A$ . Гидродинамическая сила, так же как и сила, создаваемая пружиной, зависит от положения

дифференциального клапана, однако она направлена в противоположную сторону. В некоторых случаях жёсткость пружины оказывается меньше жесткости так называемой гидродинамической пружины, что может привести к изменению статизма регулятора, т.е. наклона его статической характеристики. Изменение знака статизма, т.е. переход к отрицательному статизму, может явиться причиной потери внутридвигательной устойчивости системы ЖРД – регулятор. Гидродинамическая сила является важной характеристикой регулятора, однако из-за сложности картины течения жидкости в его проточной части с резкими изменениями направления, отрывами потока ее практически не удаётся определить расчётным путём. В большинстве случаев гидродинамическую силу приходится определять экспериментально, сопоставляя расчётные и опытные статические характеристики.

Другой важной особенностью гидромеханических регуляторов является большое влияние на их динамику присоединённой к подвижным частям массы жидкости. Площади проходных сечений каналов 5 во много раз меньше площади поршня дифференциального клапана и ускорение жидкости в каналах во много раз больше, чем ускорение поршня. Поэтому инерционные эффекты в каналах могут оказаться существенными. Присоединённая к подвижному элементу клапана масса жидкости определяется как масса жидкости в каналах, увеличенная в  $(d_n/d_k)^4$  раз, где  $d_n$  - диаметр поршня дифференциального клапана 1,  $d_k$  - диаметр проходного сечения каналов 5. Например, при диаметре поршня 40 мм и диаметре канала 4 мм масса жидкости в канале в 1 грамм превращается в присоединённую массу в 10 кг. Таким образом, наличие даже относительно коротких каналов с небольшой площадью проходного сечения приводит к значительному увеличению приведенной массы подвижных элементов регулятора.

## 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА

Проектирование регулятора расхода топлива базируется на основе его математической модели, составленной по законам физики, механики, гидравлики. С использованием этих законов выводятся уравнения элементов, которые объединяются в систему дифференциальных и алгебраических уравнений, представляющих собой математическую модель регулятора. При этом нельзя учесть все факторы, действующие на элементы регулятора, поэтому принимаются определенные упрощающие допущения. На основе математической модели регулятора можно разработать методику выбора его основных параметров, рассчитать его статические и динамические характеристики. Используя эти характеристики, можно оценить статическую погрешность регулятора, устойчивость и качество процессов регулирования, произвести коррекцию его параметров с целью обеспечения требуемого запаса устойчивости системы.

При выводе уравнений регулятора, расчетная схема которого приведена на рис. 2.1, принимаются следующие допущения:

- объемная податливость топлива и стенок регулятора не учитываются из-за их малости;
- гидравлические потери в дросселирующих элементах учитываются по квазистационарной модели;
- сухое трение в подвижных элементах отсутствует;
- утечка топлива по зазорам подвижных элементов дифференциального клапана мала по сравнению с расходом жидкости через жиклер;
- гидравлические потери на жиклере и в каналах обратной связи учитываются по ламинарной модели движения жидкости;
- гидравлические потери и сила инерционного сопротивления участков регулятора по основному потоку жидкости не учитываются из-за их малости по сравнению с потерями на дроссельном кране и дифференциальном клапане;
- массовые расходы жидкости в узких каналах обратной связи пренебрежимо малы по сравнению с расходом жидкости через регулятор;
- дросселирующее сечение дифференциального клапана представляет собой четыре треугольных окна.

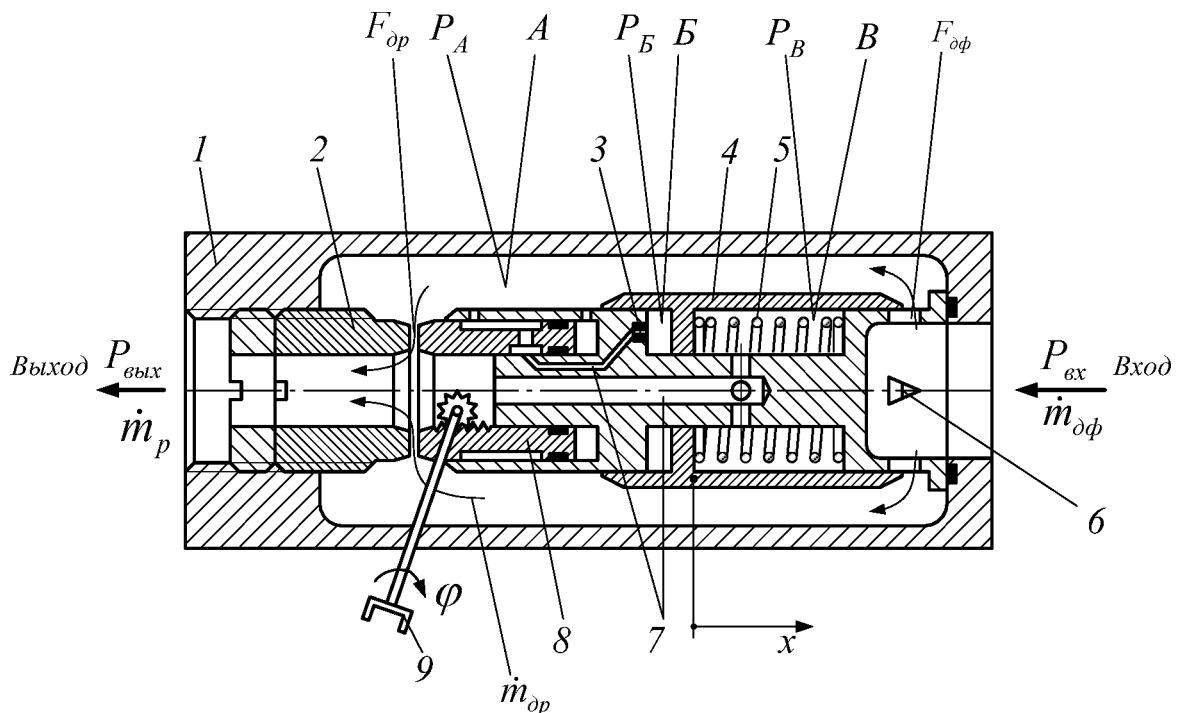


Рис. 2.1. Расчетная схема гидромеханического регулятора расхода жидкости прямого действия: 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – жиклер; 4 – дифференциальный клапан; 5 – пружина; 6 – дросселирующее окно треугольного профиля; 7 – каналы подвода давлений к дифференциальному клапану; 8 – дроссельный кран; 9 – привод дроссельного крана

При выводе уравнений элементов регулятора очень важно правильно задать направление движения подвижных элементов и течения жидкости в соответствии с изменениями возмущающего или управляющего воздействий. На рисунке стрелкой показано направление движения дифференциального клапана (вправо) при увеличении давления на входе в регулятор и при закрытии дроссельного крана.

Чувствительным элементом и одновременно исполнительным органом регулятора является дифференциальный клапан 3, который описывается уравнением движения или баланса сил, действующих на поршень (сил инерции, сопротивления трения, пружины, перепада давления и гидродинамической силы):

$$M_n \frac{d^2 x}{dt^2} + \lambda_{mp} \frac{dx}{dt} + \gamma_{np} x = F_n (P_B - P_B) - N_{np} + N_{зд}, \quad (2.1)$$

где  $M_n$  - приведенная масса подвижной части дифференциального клапана, кг;  $x$  - координата клапана вдоль его оси, м;  $t$  - время, с;  $\lambda_{mp} = \mu l b_3 / \delta_3$  - коэффициент, учитывающий вязкое трение;  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости, Па·с;  $l = \pi d_n$  - длина окружности поршня, м;  $d_n$  - диаметр поршня, м;  $b_3$  - ширина контактирующей с втулкой кольцевой поверхности поршня, м;  $\delta_3$  - зазор между поршнем и втулкой, м;  $\gamma_{пруж}$  - жесткость пружины, Н/м;  $F_n$  - площадь поршня, на которую действуют давления  $P_B$  и  $P_B$  - давления в полостях  $B$  и  $B$ , м<sup>2</sup>;  $N_{np}$  - предварительный натяг пружины (при  $x = 0$ ), Н;  $N_{20}$  - гидродинамическая сила, действующая на клапан, Н.

Гидродинамическая сила возникает из-за того, что при течении жидкости через треугольные окна давление в узком сечении падает на величину, пропорциональную скоростному напору:

$$N_{20} = c_{20} \rho v^2 F_m / 2, \quad (2.2)$$

где  $c_{20}$  - коэффициент гидродинамической силы;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  - скорость потока жидкости в узком сечении дросселирующих окон, м/с;  $F_m$  - эквивалентная площадь торца клапана в окрестности треугольных окон, зависящая от положения клапана, м<sup>2</sup>.

Коэффициент  $c_{20}$  аналогичен коэффициентам, вводимым в гидромеханике для определения сил, действующих на обтекаемое тело. Скорость потока жидкости в узком сечении определяется ее объемным расходом на входе в регулятор

$$v = \dot{m}_{\partial\phi} / (\rho \mu_{\partial\phi} F_{\partial\phi}) \quad (2.3)$$

где  $\dot{m}_{\partial\phi}$  - массовый расход жидкости через дифференциальный клапан (на входе в регулятор), кг/с;  $\mu_{\partial\phi}, F_{\partial\phi}$  - коэффициент расхода и площадь проходного сечения треугольных окон, м<sup>2</sup>.

При выводе уравнений соединительных каналов обратных связей можно принять течение жидкости ламинарным, квазистационарным, жидкость

несжимаемой и учитывать только ее инерцию и потери давления на трение о стенки. Для каналов, соединяющих полости  $B$  и  $B$  со входом в дроссельный кран и с его выходом, эти уравнения имеют вид:

$$L_B \frac{d\dot{m}_B}{dt} + (R_B + R_{жс})\dot{m}_B = P_A - P_B; \quad (2.4)$$

$$L_B \frac{d\dot{m}_B}{dt} + R_B\dot{m}_B = P_B - P_{вых}, \quad (2.5)$$

где  $L_B = l_B / F_B + l_{жс} / F_{жс}$  - удельная акустическая индуктивность канала, соединяющего полость  $A$  с полостью  $B$ ,  $1/м$ ;  $l_B$  - длина канала,  $м$ ;  $F_B$  - эквивалентная площадь проходного сечения канала,  $м^2$ ;  $l_{жс}$  - длина канала жиклера,  $м$ ;  $F_{жс}$  - площадь проходного сечения жиклера,  $м^2$ ;  $\dot{m}_B$  - массовый расход жидкости в полость  $B$ ,  $кг/с$ ;  $R_B = 128\nu l_B / (\pi d_B^4)$  - гидравлическое сопротивление канала,  $1/(м \cdot с)$ ;  $d_B$  - эквивалентный диаметр проходного сечения канала,  $м$ ;  $\nu$  - кинематическая вязкость жидкости,  $м^2/с$ ;  $R_{жс} = 128\nu l_{жс} / (\pi d_{жс}^4)$  - гидравлическое сопротивление жиклера,  $1/(м \cdot с)$ ;  $d_{жс}$  - диаметр жиклера,  $м$ ;  $P_A$  - давление жидкости в полости  $A$ ,  $Па$ ;  $L_B = l_B / F_B$  - удельная акустическая индуктивность канала, соединяющего полость  $B$  с выходом дроссельного крана,  $1/м$ ;  $l_B$  - длина канала,  $м$ ;  $F_B$  - эквивалентная площадь проходного сечения канала,  $м^2$ ;  $\dot{m}_B$  - массовый расход жидкости в полость  $B$ ,  $кг/с$ ;  $R_B = 128\nu l_B / (\pi d_B^4)$  гидравлическое сопротивление канала,  $1/(м \cdot с)$ ;  $d_B$  - эквивалентный диаметр проходного сечения канала из полости  $B$ ,  $м$ ;  $P_{вых}$  - давление жидкости на выходе из регулятора,  $Па$ .

Эквивалентные диаметры и площади проходных сечений каналов равны их соответствующим значениям, если каналы однородны, то есть не имеют диаметральных уступов. В противном случае эквивалентные параметры нужно определять, исходя из суммарной акустической индуктивности или сопротивления участков каналов с различными диаметрами с последующим пересчетом их в эквивалентные величины при исходной общей длине.

Расходы жидкости через подводящие каналы связаны между собой и с перемещением дифференциального клапана зависимостями

$$\dot{m}_B = \dot{m}_B; \quad \dot{m}_B = \rho F_n \frac{dx}{dt}. \quad (2.6)$$

Расход жидкости через треугольные окна дифференциального клапана и дроссельный кран определяются зависимостями:

$$\dot{m}_{\Delta\phi} = \mu_{\Delta\phi} F_{\Delta\phi}(x) \sqrt{2\rho(P_{ex} - P_A)}; \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_p = \mu_{\Delta p} F_{\Delta p}(\varphi) \sqrt{2\rho(P_A - P_{вых})}, \quad (2.8)$$

где  $P_{ex}$  - давление жидкости на входе в регулятор, Па;  $\dot{m}_p$  - массовый расход жидкости на выходе из регулятора, кг/с;  $\mu_{\Delta p}$ ,  $F_{\Delta p}$  - коэффициент расхода и площадь проходного сечения дроссельного крана,  $m^2$ ;  $\varphi$  - угол поворота привода дроссельного крана, град. Площадь треугольных окон дифференциального клапана связана с его ходом зависимостью

$$F_{\Delta\phi}(x) = 4(h - x)^2 \operatorname{tg} \beta \quad (2.9)$$

где  $h$  - высота треугольных окон, м;  $\beta$  - половина угла при вершине окон, град (рис. 2.2).

Площадь проходного сечения дроссельного крана является функцией угла поворота электропривода  $F_{\Delta p}(\varphi)$ , и эту зависимость можно подобрать по требуемому закону изменения расхода жидкости через регулятор от угла  $\varphi$ .

Так как сжимаемость жидкости и податливость стенок регулятора не учитываются, то справедливо равенство

$$\dot{m}_{\Delta\phi} = \dot{m}_p. \quad (2.10)$$



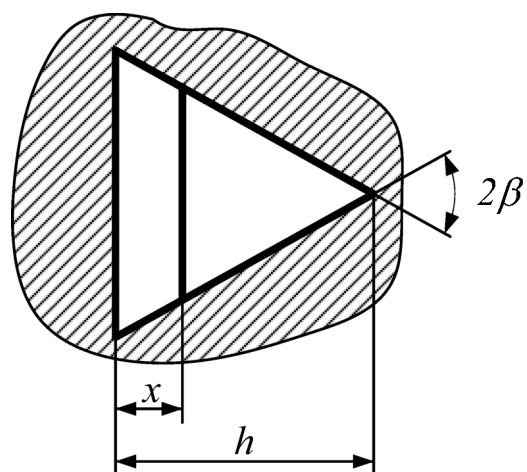


Рис. 2.2. Схема треугольного окна дифференциального клапана

Таким образом, ясно, что математическая модель гидромеханического регулятора представляет собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений (2.1)...(2.10), на основе которых можно составить методику выбора основных параметров, рассчитать статическую, динамическую характеристики и исследовать устойчивость системы ЖРД - регулятор.

### 3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА

Статическая характеристика регулятора топлива необходима для определения его статической погрешности при изменении перепада давления на нем и коэффициентов передачи (усиления) при отклонении угла поворота привода дроссельного крана и изменения давления на входе. Для выбора параметров и расчета статической характеристики регулятора необходимо знать некоторые режимные параметры, задаваемые в результате расчета пневмогидравлической (топливной) системы ЖРД. Эти параметры зависят от схемы и тяги двигателя, режима его работы, компонентов топлива.

Расчет статической характеристики регулятора проводится на основе представленной в главе 2 математической модели для установившегося режима, то есть когда в уравнениях производные равны нулю. При этом частью параметров приходится задаваться, исходя из соображений создания компактной конструкции регулятора и опыта разработки аналогичных регуляторов - прототипов.

Предположим, что в результате расчета топливной системы ЖРД заданы следующие режимные параметры:

$(\dot{m}_{p.HAP})_{\min}$ ,  $(\dot{m}_{p.HAP})_{\max}$  - минимальный и максимальный расходы горючего на выходе из регулятора в момент начала автоматической работы (НАР), кг/с;

$\Delta P_{др.НАР}$  - перепад давления на дроссельном кране в момент начала автоматической работы регулятора, Па;

$P_{вых}$  - давление на выходе из регулятора, Па;

$P_{ex.нм}$ ;  $P_{ex.нб}$  - наименьший и наибольший давления на входе в регулятор, Па;

индексы  $\min$  и  $\max$  во всех параметрах указывают на их принадлежность к режимам, определяемым углами поворота привода дроссельного крана  $\varphi_{\min}$  и

$\varphi_{\max}$ .

В процессе расчета статической характеристики регулятора определяются следующие параметры: площадь дроссельного крана при максимальном и минимальном углах поворота привода дроссельного крана; усилие предварительного натяга и жесткость пружины.

Задаются углом при вершине треугольного окна дифференциального клапана, площадью поршня дифференциального клапана, плотностью жидкости, а также коэффициентами расхода дроссельного крана и окон дифференциального клапана.

Для нахождения искомых параметров и расчета статических характеристик регулятора выводится вначале формула для определения давления  $P_A$  в полости за дифференциальным клапаном. Подставив (2.7) и (2.8) в равенство (2.10) и раскрыв полученное выражение относительно  $P_A$  с учетом (2.9), получим

$$P_A = \frac{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta P_{\text{ex}} + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2 P_{\text{вых}}}{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2}. \quad (3.1)$$

Если подставить выражение (3.1) в одну из формул (2.7) или (2.8) имея в виду, что  $P_{\text{ex}} - P_{\text{вых}} = \Delta P_p$ , получим зависимость для расчета статической характеристики регулятора:

$$\dot{m}_p = \frac{4 \mu_{\partial\phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi)}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}. \quad (3.2)$$

Статическую характеристику регулятора можно построить, если известны параметры, входящие в правую часть выражения (3.2).

Параметр  $F_{\partial p}(\varphi)$  при известном (заданном) перепаде давления на дроссельном кране  $\Delta P_{\partial p} = P_A - P_{\text{вых}}$  на главной ступени работы двигателя, соответствующем  $\varphi = \varphi_{\text{max}}$ , определяется по полученной из (2.8) формуле

$$F_{\partial p}(\varphi_{\text{max}}) = \frac{(\dot{m}_{p.\text{HAP}})_{\text{max}}}{\mu_{\partial p} \sqrt{2 \rho \Delta P_{\partial p.\text{HAP}}}}. \quad (3.3)$$

В формулах (3.2) и (3.3) можно принять  $\mu_{\partial p} = \mu_{\partial\phi} = 0,65 \dots 0,70$ .

Высота  $h$  треугольного окна дифференциального клапана определяется из того условия, что регулятор вступает в работу при  $P_{ex} = P_{ex.нм}$ ,  $\dot{m}_p = (\dot{m}_{p.НАР})_{\max}$ , давлении в полости  $A$  регулятора  $P_A = P_{вых} + \Delta P_{др.НАР}$  и  $x = 0$ . С учетом указанных условий и равенства (2.9) уравнение (2.7) запишется в виде

$$(\dot{m}_{p.НАР})_{\max} = 4\mu_{\partial\phi} h^2 \operatorname{tg} \beta \sqrt{2\rho (P_{ex.нм} - P_{вых} - \Delta P_{др.НАР})}. \quad (3.4)$$

Задавая угол при вершине треугольного окна дифференциального клапана, например  $2\beta = 150 \text{ град}$ , из формулы (3.4) можно определить величину  $h$ :

$$h = \left[ \frac{(\dot{m}_{p.НАР})_{\max}}{4\mu_{\partial\phi} \operatorname{tg} \beta \sqrt{2\rho (P_{ex.нм} - P_{вых} - \Delta P_{др.НАР})}} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.5)$$

Для расчета статистической характеристики регулятора по формуле (3.2) неизвестна еще координата дифференциального клапана  $x$ , которая зависит от перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p$ . Для нахождения указанной зависимости можно воспользоваться уравнением баланса сил (2.1) на установившемся режиме работы регулятора, то есть когда в уравнении производная равна нулю, а давления  $P_B$  и  $P_B$  равны  $P_B = P_A$ ,  $P_B = P_{вых}$  (без учета гидродинамической силы  $N_{\partial\phi} = 0$ ):

$$N_{np} + \gamma_{npж} x = F_n (P_A - P_{вых}). \quad (3.6)$$

Если подставить в уравнение (3.6) вместо  $P_A$  его выражение (3.1) и преобразовать, то можно получить:

$$\frac{16\mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{др}(\varphi_{\max})]^2}{16\mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta F_n} (N_{np} + \gamma_{npж} x) - \Delta P_p = 0. \quad (3.7)$$

Площадью поршня  $F_n$  в равенстве (3.7) можно задаться из соображений реализации компактной конструкции, например  $F_n = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ . Неизвестными в уравнении (3.7) еще остаются  $N_{np}$  и  $\gamma_{npж}$ .

Для определения силы предварительного натяга пружины  $N_{np}$  следует воспользоваться уравнением (3.6) баланса сил, действующих на поршень дифференциального клапана на установившемся режиме работы регулятора в момент страгивания клапана  $x = 0$ , а перепад на дроссельном кране равен  $\Delta P_{dp} = \Delta P_{dp.HAP}$ . Тогда сила предварительного натяга пружины определится так:

$$N_{np} = F_n \Delta P_{dp.HAP}. \quad (3.8)$$

Для определения жесткости пружины нужно вычислить максимальный ход  $x_{нб}$  дифференциального клапана, соответствующий максимальному перепаду давления на регуляторе  $\Delta P_{p.нб} = P_{вх.нб} - P_{вых}$ . Для расчета  $x_{нб}$  следует воспользоваться формулой (3.2), подставляя в нее  $x = x_{нб}$ ,  $\Delta P_p = \Delta P_{p.нб}$ , увеличив  $\dot{m}_p = (\dot{m}_{p.HAP})_{\max}$  на 10 %, т.е. на величину допустимой статистической погрешности регулятора

$$x_{нб} = h - \left\{ \frac{1,21 \mu_{dp}^2 [F_{dp}(\varphi_{\max})]^2 (\dot{m}_{p.HAP})_{\max}^2}{16 \mu_{df}^2 \text{tg}^2 \beta \left\{ 2 \mu_{dp}^2 [F_{dp}(\varphi_{\max})]^2 \rho \Delta P_{p.нб} - 1,21 (\dot{m}_{p.HAP})_{\max}^2 \right\}} \right\}^{\frac{1}{4}}. \quad (3.9)$$

Известно, что при увеличении расхода жидкости через дроссель постоянного сечения на 10 % перепад давления на нем увеличивается примерно на 20 %, что обусловлено его квадратичной дроссельной характеристикой. Поэтому, преобразовав формулу (3.6) с учетом того, что при  $\delta = \delta_{i\acute{a}}$  справедливо равенство  $(P_A - P_{вых}) = 1,2 \Delta P_{dp.HAP}$ , получим:

$$\gamma_{npж} = (1,2 F_n \Delta P_{dp.HAP} - N_{np}) / x_{нб}. \quad (3.10)$$

Итак, все параметры для решения уравнения (3.7) известны, однако оно нелинейное, поэтому целесообразно воспользоваться численным методом или обратным пересчетом, задавая значения  $x$  в диапазоне  $0 \dots x_{нб}$ . Таким образом можно построить график  $x = f(\Delta P_p)$ , затем по нему определить  $x$  для заданного значения  $\Delta P_p$  (рис. 3.1).

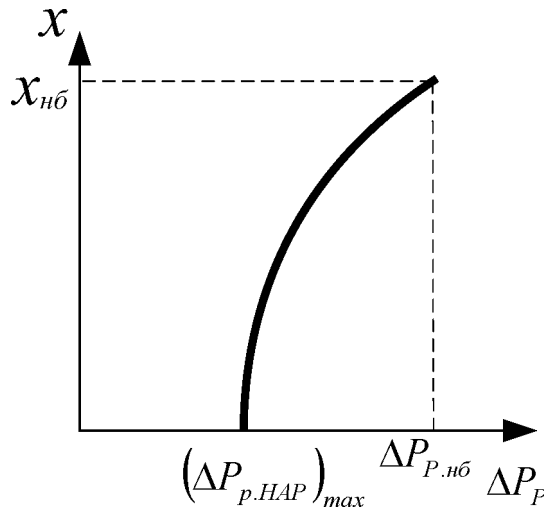


Рис. 3.1. График зависимости  $x = f(\Delta P_p)$  при  $\varphi = \varphi_{\max}$

Таким образом, для расчета и построения статической характеристики регулятора по каналу стабилизации необходимо: в формулу (3.2) подставить величины, полученные в результате расчета по формулам (3.3)-(3.10) и принятые в качестве исходных данных  $h, \mu_{\partial p}, \mu_{\partial \varphi}, \rho, \beta$ , парные значения  $\Delta P_p$  и  $x$  (из графика на рис. 3.1); вычислить  $\dot{m}_p$  для случая  $\varphi = \varphi_{\max}$  в диапазоне перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p = 0 \dots (\Delta P_{p.НАР})_{\max}$  по формуле

$$\dot{m}_{p.\max} = \frac{4 \mu_{\partial \varphi} h^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\max})}{\sqrt{16 \mu_{\partial \varphi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\max})]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}. \quad (3.11)$$

В диапазоне перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p = (\Delta P_{p.НАР})_{\max} \dots \Delta P_{p.нб}$  статическая характеристика регулятора определяется по зависимости

$$\dot{m}_{p.\max} = \frac{4 \mu_{\partial\phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\max})}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\max})]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}. \quad (3.12)$$

Статическая характеристика регулятора при минимальном угле поворота привода дроссельного крана  $\varphi = \varphi_{\min}$  рассчитывается уже при известных, определенных при  $\varphi = \varphi_{\max}$ , величинах  $h$ ,  $\mu_{\partial p}$ ,  $\mu_{\partial\phi}$ ,  $\rho$ ,  $\beta$ ,  $N_{np}$ ,  $\gamma_{npжс}$ . Для этого вначале определяется площадь проходного сечения дроссельного крана  $F_{\partial p}(\varphi_{\min})$  по формуле

$$F_{\partial p}(\varphi_{\min}) = \frac{(\dot{m}_{p.HAP})_{\min}}{\mu_{\partial p} \sqrt{2 \rho \Delta P_{\partial p.HAP}}}, \quad (3.13)$$

затем из формулы (2.7) находится перепад давления на дифференциальном клапане  $(P_{ex} - P_A)_{HAP}$  в момент его страгивания, то есть при  $x = 0$  с учетом того, что  $\dot{m}_{\partial\phi} = (\dot{m}_{p.HAP})_{\min}$ :

$$(P_{ex} - P_A)_{HAP} = \frac{(\dot{m}_{p.HAP})_{\min}^2}{2 \rho \mu_{\partial\phi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \phi}. \quad (3.14)$$

При известном перепаде давления на дифференциальном клапане  $(P_{ex} - P_A)_{HAP}$ , определенном по формуле (3.14), перепад давления на регуляторе в момент страгивания дифференциального клапана будет равен  $(\Delta P_{p.HAP})_{\min} = \Delta P_{\partial p.HAP} + (P_{ex} - P_A)_{HAP}$ .

Расчет статической характеристики регулятора при  $\varphi = \varphi_{\min}$  в диапазоне перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p = 0 \dots (\Delta P_{p.HAP})_{\min}$  следует вести по формуле

$$\dot{m}_{p.\min} = \frac{4 \mu_{\partial\phi} h^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\min})}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\min})]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}, \quad (3.15)$$

а в диапазоне выше  $\Delta P_p = (\Delta P_{p.НАР})_{\min} \dots \Delta P_{p.нб}$  по формуле

$$\dot{m}_{p.\min} = \frac{4 \mu_{\partial\phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\min})}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\min})]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}. \quad (3.16)$$

Однако при расчете характеристики регулятора по формуле (3.16) необходимо знать зависимость перепада давления на регуляторе от положения дифференциального клапана уже при  $\varphi = \varphi_{\min}$ , которая может быть построена аналогично случаю, рассчитанному при  $\varphi = \varphi_{\max}$ , по формуле

$$\frac{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\min})]^2}{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta F_n} (N_{np} + \gamma_{npжс} x) - \Delta P_p = 0. \quad (3.17)$$

Такая характеристика представлена на рис. 3.2.

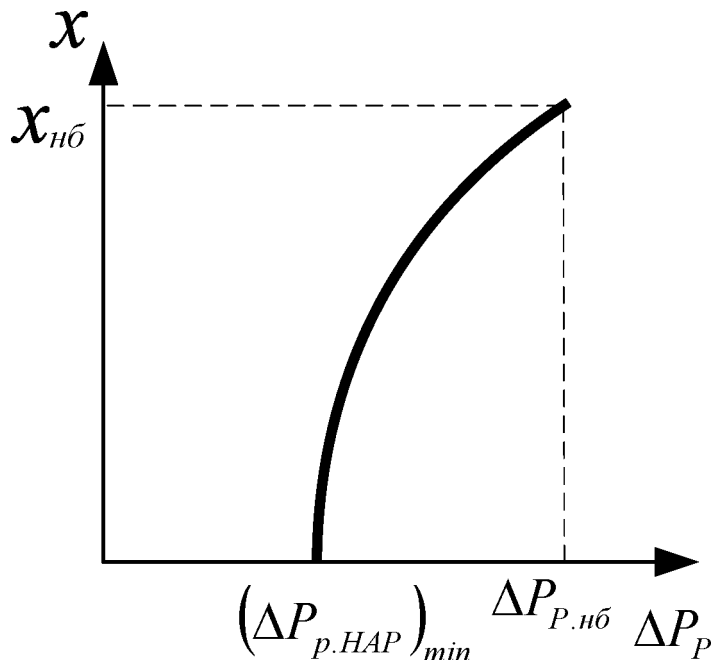


Рис. 3.2. График зависимости  $x = f(\Delta P_p)$  при  $\varphi = \varphi_{\min}$

Таким образом, в результате расчета по формулам (3.2) – (3.17) можно построить статические характеристики регулятора (рис. 3.3).



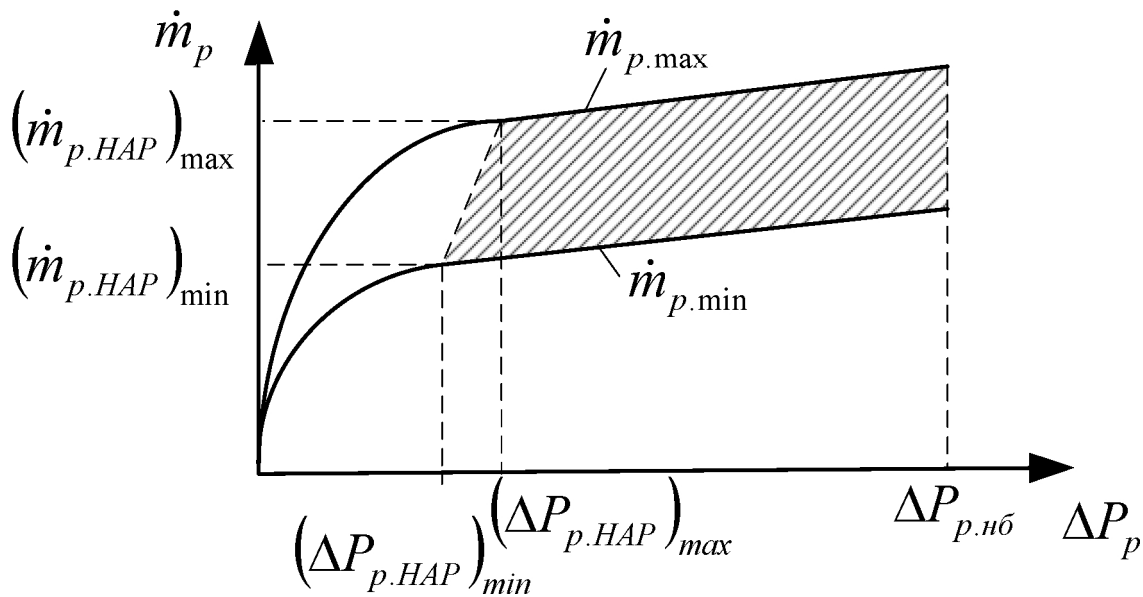


Рис. 3.3. Статические характеристики регулятора расхода топлива в режиме стабилизации: нижний график соответствует  $\varphi_{\min} = const$ ; верхний график соответствует  $\varphi_{\max} = const$ ; заштрихованная область соответствует рабочей зоне регулятора

По построенным статическим характеристикам регулятора при различных значениях угла привода дроссельного крана можно определить, с какой погрешностью поддерживается заданный расход горючего при изменении перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p$ .

Известно, что гидродинамическая сила снижает статизм регулятора, поэтому чтобы оценить насколько она влияет на статическую характеристику регулятора, необходимо рассчитать ее по приближенным формулам и учесть в уравнении баланса сил (3.5). Гидродинамическая сила  $N_{zd}$  определяется по формуле (2.2), в которой площадь  $F_m$  находится по выражению  $F_m = 8\Delta_{\partial\phi} h \sin \beta$ , где  $\Delta_{\partial\phi}$  - толщина втулки дифференциального клапана в месте дросселирования потока жидкости, м. Величина  $\Delta_{\partial\phi}$  задается из конструктивных соображений, например  $\Delta_{\partial\phi} = 3 \cdot 10^{-3}$  м. Коэффициент гидродинамической силы  $c_{zd}$  можно в первом приближении принять равным  $c_{zd} = 0,8$ . При расчете скорости потока жидкости по формуле (2.3) расход  $\dot{m}_{\partial\phi}$  следует принять  $\dot{m}_{\partial\phi} = 1,1(\dot{m}_{p.HAP})_{\max}$ . При указанных допущениях

погрешность расчета  $N_{20}$  будет большая, поэтому эта сила, как правило, определяется экспериментально [3].

Построенные характеристики на рис. 3.3 относятся к режиму стабилизации работы ЖРД. Для управления тягой ЖРД или ракетой нужно знать еще характеристику регулятора в режиме управления, то есть изменение расхода горючего при изменении угла поворота привода дроссельного крана. Предположим, что такая характеристика задается на номинальном режиме работы регулятора, соответствующем перепаду давления на нем  $(\Delta P_p)_0 = [(\Delta P_{p.HAP})_{\max} + \Delta P_{p.нб}] / 2 = const$  (см. рис. 3.3). Указанная характеристика может быть линейной или нелинейной. Нелинейность характеристики используется для изменения коэффициента передачи регулятора с целью коррекции динамических свойств (устойчивости) системы ЖРД – регулятор. В первом приближении можно принять расходную характеристику регулятора линейной, соответствующей рис. 3.4 или формуле  $\dot{m}_p = (\dot{m}_p)_0 + k_m(\varphi - \varphi_0)$ , где  $(\dot{m}_p)_0$  - постоянная составляющая расхода горючего через дроссельный кран при  $\varphi = \varphi_0$ , реализующаяся после срабатывания пиропатрона и перехода регулятора с режима предварительной ступени тяги ЖРД на главную ступень;  $k_m$  - коэффициент передачи привода дроссельного крана, который может быть назначен из условия  $k_m = (\dot{m}_{p.\max} - \dot{m}_{p.\min}) / (\varphi_{\max} - \varphi_{\min})$ .

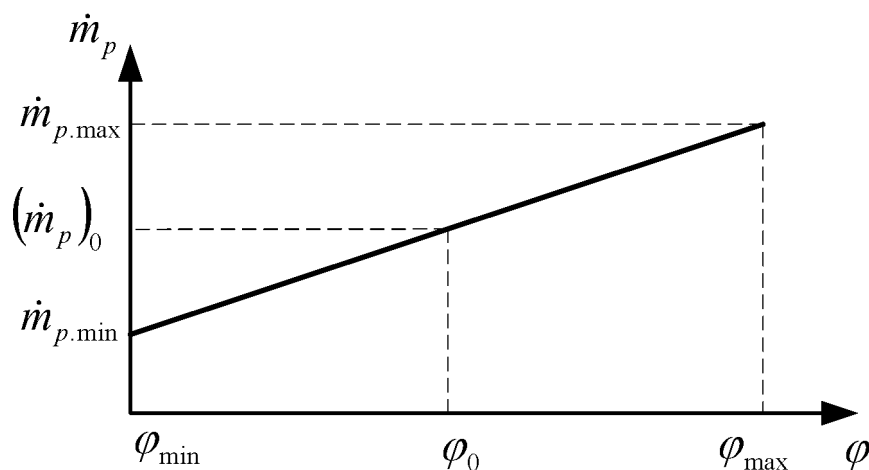


Рис. 3.4. Расходная характеристика регулятора расхода горючего в режиме управления

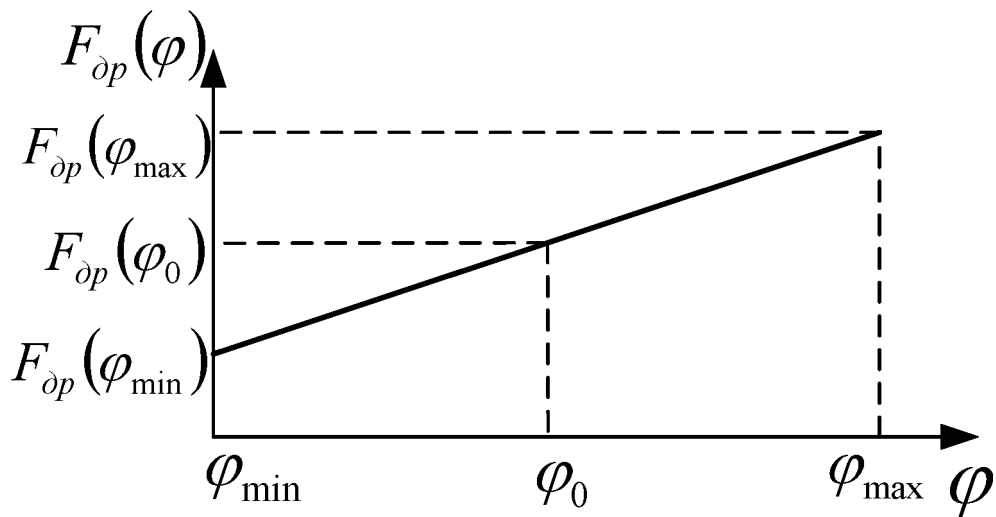


Рис. 3.5. Зависимость площади проходного сечения дроссельного крана регулятора от угла поворота его привода

В формуле (3.15) можно принять  $\varphi_{\min} = 0$ ,  $\varphi_{\max} = 180 \text{ град}$ , а значения  $\dot{m}_{p.\min}$  и  $\dot{m}_{p.\max}$  определить по статической характеристике регулятора при  $\Delta P_p = (\Delta P_p)_0$ .

Для реализации характеристики на рис. 3.4 необходимо предусмотреть соответствующее изменение площади дроссельного крана от угла поворота его привода (рис. 3.5).

#### 4. ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА

Частотные характеристики регулятора используются при оценке устойчивости систем, построении области их устойчивости в плоскости одного или двух параметров. Для расчета частотных характеристик регулятора используется выведенная в главе 2 его математическая модель, в которую входят нелинейные уравнения, в частности для дроссельного крана и дифференциального клапана. Для линеаризации нелинейных характеристик можно воспользоваться методом малых отклонений в окрестности параметров, соответствующих исследуемому режиму работы регулятора.

Система линеаризованных дифференциальных и алгебраических уравнений регулятора в малых отклонениях записывается на основе уравнений его математической модели (2.1), (2.4)...(2.10) (без учета гидродинамической силы):

$$\left. \begin{aligned} M_n \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \lambda_{np} \frac{d\Delta x}{dt} + \gamma_{np} \Delta x &= F_n (\Delta P_B - \Delta P_B); \\ L_B \frac{d\Delta \dot{m}_B}{dt} + (R_B + R_{Ж}) \Delta \dot{m}_B &= \Delta P_A - \Delta P_B; \\ L_B \frac{d\Delta \dot{m}_B}{dt} + R_B \Delta \dot{m}_B &= \Delta P_B - \Delta P_{ВЫХ}; \\ \Delta \dot{m}_B &= \Delta \dot{m}_B; \\ \Delta \dot{m}_B &= \rho F_n \frac{d\Delta x}{dt} \end{aligned} \right\}, \quad (4.1)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta \dot{m}_{\partial\phi} &= \frac{(\dot{m}_{\partial\phi})_0}{(F_{\partial\phi})_0} \Delta F_{\partial\phi} + \frac{(\dot{m}_{\partial\phi})_0}{2(P_{ex} - P_A)} [\Delta P_{ex} - \Delta P_A]; \\ \Delta \dot{m}_p &= \frac{(\dot{m}_p)_0}{[F_{\partial p}(\varphi)]_0} \Delta F_{\partial p} + \frac{(\dot{m}_p)_0}{(P_A - P_{вых})_0} [\Delta P_A - \Delta P_{вых}]; \\ \Delta F_{\partial\phi} &= \frac{2(F_{\partial\phi})_0}{(h-x)_0} \Delta x; \quad \Delta F_{\partial p} = \left[ \frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \varphi} \right]_0 \Delta \varphi; \\ \Delta \dot{m}_{\partial\phi} &= \Delta \dot{m}_p, \quad (\dot{m}_{\partial\phi})_0 = (\dot{m}_p)_0 \end{aligned} \right\}. \quad (4.2)$$

Индекс “0” в обозначениях параметров означает, что они соответствуют номинальному (расчетному) значению. Следует отметить, что номинальные значения расходов на входе в регулятор и на его выходе равны, т.е.  $(\dot{m}_{\partial\phi})_0 = (\dot{m}_p)_0$ . В результате преобразований систему уравнений (4.1) можно свести к одному уравнению собственно дифференциального клапана как колебательного типового звена

$$\begin{aligned} & \left[ M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B) \right] \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \left[ \lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_B + R_B + R_{Ж}) \right] \frac{d \Delta x}{dt} + \\ & + \gamma_{прж} x = F_n (\Delta P_A - \Delta P_{вых}). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Преобразовав уравнения (4.2), можно получить два уравнения относительно  $\Delta P_A$  и  $\Delta \dot{m}_p$ :

$$\begin{aligned} \Delta P_A = & \frac{(P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{ex} + \frac{(P_{ex} - P_A)_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{вых} - \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})}{(P_{ex} - P_{вых})(h-x)_0} \Delta x - \\ & - \frac{2(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (F_{\partial p, k})_0} \left( \frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \phi} \right)_0 \Delta \phi; \end{aligned} \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} \Delta \dot{m}_p = & \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{ex} - \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{вых} - \\ & - \frac{2(P_{ex} - P_A)(\dot{m}_p)_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h-x)_0} \Delta x + \frac{(\dot{m}_p)_0}{(F_{\partial p})_0} \left( \frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \phi} \right)_0 \times \\ & \times \frac{(P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta \phi. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Если подставить выражение для  $\Delta P_A$  из равенства (4.4) в формулу (4.3), то получится уравнение дифференциального клапана в составе регулятора расхода топлива, т.е. с учетом воздействий со стороны входного  $\Delta P_{ex}$  и выходного  $\Delta P_{вых}$  давлений, а также угла поворота привода дроссельного крана  $\Delta \phi_{\partial p, k}$

$$\begin{aligned}
& \left[ M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B) \right] \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \left[ \lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_B + R_B + R_{Ж}) \right] \frac{d \Delta x}{dt} + \\
& + \left[ \gamma_{прж} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h - x)_0} \right] \Delta x = \frac{F_n (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{ex} - \\
& - \frac{F_n (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{вых} - \frac{2F_n (P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (F_{dp})_0} \left( \frac{\partial F_{dp}}{\partial \varphi} \right)_0 \Delta \varphi.
\end{aligned} \tag{4.6}$$

Уравнения (4.5) и (4.6) полностью определяют динамические свойства регулятора расхода топлива. Разделив равенство (4.6) на коэффициент при  $\Delta x$  можно получить классическое выражение для дифференциального клапана:

$$T_p^2 \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + 2T_p \zeta \frac{d \Delta x}{dt} + \Delta x = K_1 (\Delta P_{ex} - \Delta P_{вых}) - K_2 \Delta \varphi, \tag{4.7}$$

где  $T_p = \left\{ \frac{M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B)}{\gamma_{прж} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h - x)_0}} \right\}^{\frac{1}{2}}$  - постоянная времени регулятора

расхода, с;

$$\zeta = \frac{\lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_B + R_B + R_{Ж})}{2 \left\{ \left[ M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B) \right] \left[ \gamma_{прж} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h - x)_0} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}} \tag{4.8}$$

- коэффициент демпфирования;

$$K_1 = \frac{F_n (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 \left[ \gamma_{прж} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h - x)_0} \right]}, \text{ мПа};$$

$$K_2 = \frac{2F_n (P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (F_{dp})_0 \left[ \gamma_{прж} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h - x)_0} \right]} \left( \frac{\partial F_{dp}}{\partial \varphi} \right)_0, \text{ град/Па}$$

- коэффициенты передачи.

Аналогично можно представить уравнение (4.5), вводя новые принятые обозначения коэффициентов

$$\Delta \dot{m}_p = K_3(\Delta P_{ex} - \Delta P_{вых}) - K_4 \Delta x + K_5 \Delta \varphi, \quad (4.9)$$

где

$$K_3 = \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{ex} - P_{вых})_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{Па)} \quad (4.10)$$

$$K_4 = \frac{2(P_{ex} - P_A)_0 (\dot{m}_p)_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h - x)_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{м)} \quad (4.11)$$

$$K_5 = \frac{(\dot{m}_p)_0}{(F_{dp})_0} \left( \frac{\partial F_{dp}}{\partial \varphi} \right)_0 \frac{(P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{град)} \quad (4.12)$$

- коэффициенты передачи.

Исследование динамических свойств облегчается, если воспользоваться операторным методом [4]. Для этого необходимо представить уравнения (4.7) и (4.9) в операторной форме:

$$(T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1) \Delta \tilde{x} = K_1 (\Delta \tilde{P}_{ex} - \Delta \tilde{P}_{вых}) - K_2 \Delta \tilde{\varphi}, \quad (4.13)$$

$$\Delta \tilde{\dot{m}}_p = K_3 (\Delta \tilde{P}_{ex} - \Delta \tilde{P}_{вых}) - K_4 \Delta \tilde{x} + K_5 \Delta \tilde{\varphi}. \quad (4.14)$$

Для удобства построения структурной схемы регулятора уравнение (4.13) представим в следующем виде

$$\Delta \tilde{x} = W_x(s) \left[ (\Delta \tilde{P}_{ex} - \Delta \tilde{P}_{вых}) - \frac{K_2}{K_1} \Delta \tilde{\varphi} \right], \quad (4.15)$$

где

$$W_x(s) = \frac{K_1}{T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1}, \text{ Па/м} \quad (4.16)$$

- передаточная функция дифференциального клапана по перепаду давления.

Структурная схема регулятора, построенная по уравнениям (4.14) и (4.15), представлена на рис. 4.1.

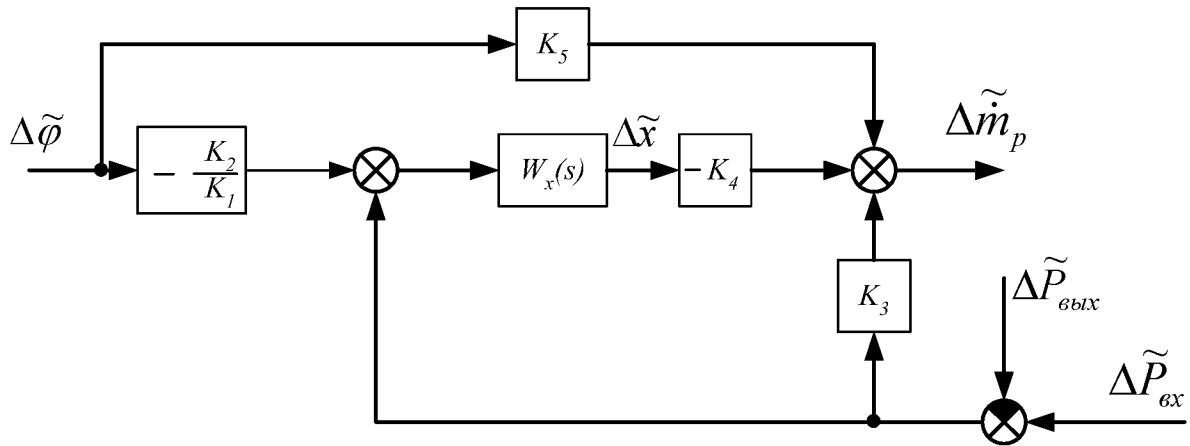


Рис. 4.1. Структурная схема гидромеханического регулятора расхода топлива прямого действия

Если в зависимость (4.14) подставить выражение (4.15) для  $\Delta\tilde{x}$ , то получится зависимость приращения расхода  $\Delta\tilde{m}_p$  от возмущающих  $\Delta\tilde{P}_{ex}$ ,  $\Delta\tilde{P}_{вых}$  и управляющего  $\Delta\tilde{\varphi}$  воздействий:

$$\Delta\tilde{m}_p = \left[ K_3 - \frac{K_1 K_4}{T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1} \right] (\Delta\tilde{P}_{ex} - \Delta\tilde{P}_{вых}) + \left[ K_5 + \frac{K_2 K_4}{T^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1} \right] \Delta\tilde{\varphi}. \quad (4.17)$$

Эту же зависимость можно получить в результате преобразования структурной схемы (см. рис. 4.1). Структурная схема позволяет получить частотные характеристики регулятора и в дальнейшем системы ЖРД – регулятор с использованием программного комплекса МВТУ [5] или других пакетов программ моделирования систем.

Из уравнения (4.17) следует, что приращение расхода жидкости через регулятор определяется отклонениями перепада давления на нем  $\Delta(\Delta P_p) = \Delta P_{ex} - \Delta P_{вых}$  и угла поворота вала привода дроссельного крана  $\Delta\varphi$ . Если условно принять  $\Delta(\Delta P_p)$  за возмущающее воздействие, приводящее к отклонению выходного параметра регулятора  $\Delta\tilde{m}_p$ , то при  $s = 0$  разность



коэффициентов  $K_3 - K_1K_4$  определяет статизм регулятора, т.е. его статическую погрешность.

Действие регулятора по поддержанию заданного значения  $\dot{m}_p$  проявляется в движении дифференциального клапана, что отразится в отрицательном знаке составляющей  $K_1K_4/(T_p^2s^2 + 2T_p\zeta s + 1)$  в выражении (4.17). Поэтому можно принять произведение коэффициентов  $K_1K_4$  за коэффициент усиления регулятора, т.е.  $K_p = K_1K_4$ . Отсюда следует классическая формулировка, что чем больше коэффициент усиления  $K_p$ , тем меньше статизм  $K_3 - K_p$  и соответственно будет меньше статическая ошибка регулирования. Если  $K_3 - K_p = 0$ , то такой регулятор называют астатическим, для действия которого в системе характерен колебательный переходный процесс и меньший запас устойчивости. В дальнейшем при расчетах вместо произведения  $K_1K_4$  будет использоваться коэффициент усиления регулятора  $K_p$ .

Из уравнения (4.17) можно получить передаточные функции регулятора, соответствующие режимам стабилизации и управления. В режиме стабилизации регулятор стремится поддерживать заданный расход жидкости независимо от перепада давления  $\Delta(\Delta\tilde{P}_p) = \Delta\tilde{P}_{ex} - \Delta\tilde{P}_{вых}$  и для данного режима передаточная функция будет равна (при предположении  $\Delta\tilde{\varphi}_{op.k} = 0$ ):

$$W_{\Delta}(s) = \frac{\Delta\tilde{m}_p}{\Delta(\Delta\tilde{P}_p)} = K_3 - \frac{K_p}{T_p^2s^2 + 2T_p\zeta s + 1} \quad (4.18)$$

В режиме управления расход жидкости на выходе из регулятора будет пропорционален углу поворота дроссельного крана (при предположении  $\Delta(\Delta P_p) = 0$ ) и для этого режима передаточная функция имеет вид:

$$W_{\varphi}(s) = \frac{\Delta\tilde{m}_p}{\Delta\tilde{\varphi}} = K_5 + \frac{K_2K_4}{T_p^2s^2 + 2T_p\zeta s + 1} \quad (4.19)$$

Используя выражения (4.18), (4.19) можно построить частотные характеристики регулятора расхода и оценить его динамические свойства по компенсации влияния колебаний перепада давления на нем и возможности управления расходом жидкости. Для этого используются частотные функции

$$W_{\Delta}(j\omega) = K_3 - \frac{K_p}{(1 - T_p^2 \omega^2) + j2T_p \zeta \omega}, \quad (4.20)$$

$$W_{\varphi}(j\omega) = K_5 + \frac{K_2 K_4}{(1 - T_p^2 \omega^2) + j2T_p \zeta \omega} \quad (4.21)$$

Математическая модель регулятора, в частности выражение (4.17) может быть использована для оценки динамических свойств не только системы ЖРД – регулятор, но и других объектов регулирования, например энергетической или технологической установки с рассмотренным типом регулятора расхода жидкости.

Изложенная выше линеаризованная модель регулятора расхода топлива дает возможность в первом приближении выбрать его параметры и рассчитать его динамические характеристики. Однако, известно, что практически любой агрегат имеет элементы с нелинейными статическими характеристиками. Если имеется такой элемент, то необходимо оценить влияние нелинейности его характеристики на расслоение частотных зависимостей регулятора расхода топлива. Такая оценка необходима в связи с жесткими требованиями к ЖРД как исполнительному органу в системе управления и стабилизации полетом ракеты.

Существенно нелинейными элементами, приводящими к расслоению статических и частотных характеристик регулятора, являются подвижные элементы с сухим трением, гидравлические дроссели. Из анализа расчетной схемы регулятора (см. рис. 2.1) следует, что в нем нелинейным элементом является демпфирующий жиклер в цепи передачи давления к дифференциальному клапану. Как показывают экспериментальные данные, полученные в широком диапазоне перепадов давлений на демпфирующем жиклере реализуется турбулентный режим движения жидкости, соответствующий квадратичному закону гидравлических потерь (рис. 4.2).

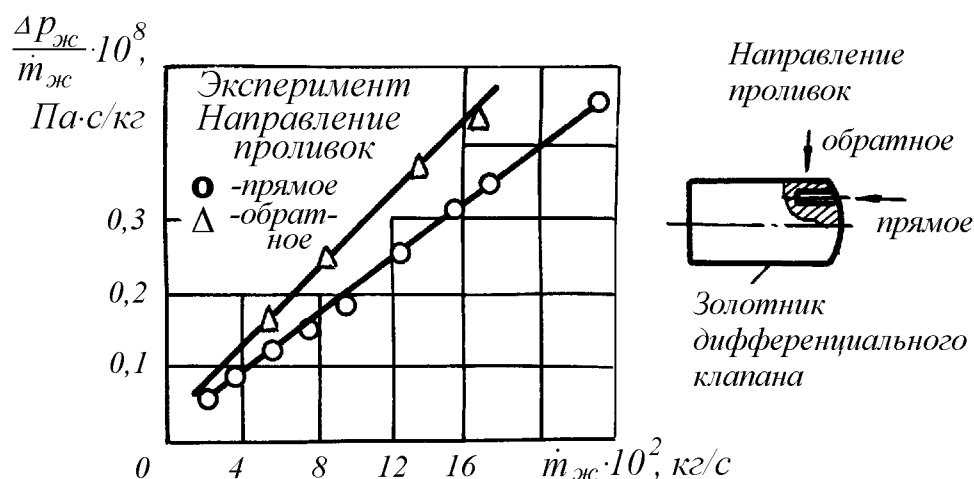


Рис. 4.2. Зависимость гидравлического сопротивления жиклера регулятора расхода от расхода жидкости

На рис. 4.2 обозначены:  $\Delta P_{жс}$  - перепад давления жидкости на жиклере;  $\dot{m}_{жс}$  - массовый расход жидкости через жиклер.

В таких малопроточных цепях возникают эффекты, приводящие к зависимости статических и частотных характеристик регулятора от величины и формы входного воздействия. Если в тупиковой цепи с демпфирующим жиклером существует постоянный проток жидкости, например из-за наличия зазоров в подвижных элементах дифференциального клапана, то он будет способствовать линеаризации дроссельной характеристики жиклера.

В настоящее время разработана методика уточненного расчета, позволяющая оценить отклонение частотных характеристик регулятора расхода топлива при изменении амплитуды перепада давления на нем, а также дать рекомендации по организации постоянного потока жидкости через демпфирующий жиклер для обеспечения линейности его характеристики [3].

Так как жидкость втекает через жиклер в тупиковую полость, утечки из которой малы, то жиклер можно отнести к существенно нелинейному элементу регулятора. Для этого случая метод малых отклонений неприменим. Достаточно точные результаты при расчете частотных характеристик регулятора с таким жиклером дает метод гармонической линеаризации. Условием для применения метода гармонической линеаризации или гармонического баланса является то, что линейная часть

исследуемого агрегата должна обладать свойствами низкочастотного фильтра. Исследуемый регулятор расхода топлива относится именно к таким объектам.

При задании синусоидальных колебаний расхода жидкости через жиклер на нем будут реализовываться полигармонические колебания перепада давления (рис.4.3). На рис. 4.3 обозначены:  $k'_{нл}$ ,  $k''_{нл}$  - коэффициенты гидравлических потерь при движении жидкости в одну и другую стороны. При гармонической линеаризации характеристики жиклера учитываются лишь первые гармоники колебаний перепада давления на нем, определяемые в результате разложения последнего в ряд Фурье.

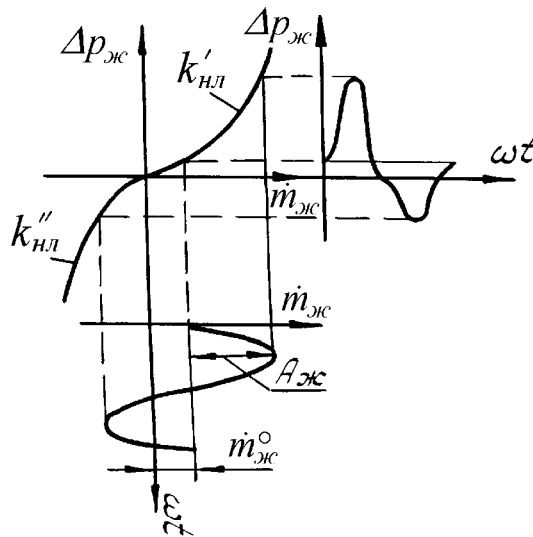


Рис.4.3. Иллюстрация к пояснению метода гармонической линеаризации характеристики демпфирующего жиклера регулятора

Известно, что наибольшее влияние нелинейности жиклера на характеристику регулятора наблюдается в случае, когда отсутствуют линейные гидравлические потери в цепи жиклера и утечки через зазоры в щелях дифференциального клапана, то есть когда в уравнениях (2.4) и (2.5)  $R_B = 0$ ;  $R_{жс} = 0$ . С учетом принятого условия равенства (2.4) и (2.5) можно представить в виде

$$L_B \frac{d\dot{m}_B}{dt} + k_{нл} |\dot{m}_B| \dot{m}_B = P_A - P_B. \quad (4.22)$$

После гармонической линеаризации зависимости (4.22) будем иметь

$$L_B \frac{d\dot{m}_B}{dt} + b_{жс} \dot{m}_B = P_A - P_B, \quad (4.23)$$

где

$$b_{жс} = \frac{8k_{нл}}{3\pi} A_{\dot{m}_{жс}} \quad (4.24)$$

- коэффициент гармонической линеаризации характеристики жиклера.

Так как утечки жидкости через зазоры дифференциального клапана не учитываются, то амплитуда колебаний расхода жидкости через жиклер будет связан с амплитудой колебаний поршня дифференциального клапана зависимостью

$$A_x = \frac{1}{j\omega F_n} A_{\dot{m}_{жс}}. \quad (4.25)$$

Предположим, что гармонические колебания задаются только за счет изменения давления на входе в регулятор  $\Delta P_{вх} = A_x e^{j\varphi_x}$ , а давление на выходе из регулятора постоянно. Кроме того, допустим, что привод дроссельного крана неподвижен. С учетом принятых условий уравнение (4.13) после перехода к частотной форме переписывается в виде

$$(1 - T_p^2 \omega^2 + j2T_p \zeta \omega + 1) A_x e^{j\varphi_x} = K_1 A_{P_{вх}} e^{j\varphi_{P_{вх}}}, \quad (4.26)$$

$$\text{где } \zeta = \frac{\lambda_{тр} + \rho F_n^2 (R_B + \frac{8k_{нл}}{3\pi} A_{\dot{m}_{жс}})}{2 \left\{ \left[ M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B) \right] \left[ \gamma_{пржс} + \frac{4(P_{вх} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{вх} - P_{вых})_0 (h - x)_0} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}};$$

$A_x$ ,  $\varphi_x$  - амплитуда и начальная фаза колебаний поршня дифференциального клапана.

Из совместного решения уравнений (4.25), (4.26) можно определить величины  $A_x$ ,  $\varphi_x$ , то есть вектор  $\Delta \bar{X} = A_x e^{j\varphi_x}$ , после подстановки которого в (4.9) (записанного в векторной форме), получим

$$\Delta \bar{m}_p = K_3 \Delta \bar{P}_{ex} - K_4 \Delta \bar{x}. \quad (4.27)$$

Решение уравнений (4.25), (4.26) для определения амплитуды и начальной фазы колебаний поршня проводится, как правило, методом последовательного приближения. В первом приближении при  $b_{жс} = 0$  определяется амплитуда  $A_x$ , которая подставляется в выражение для коэффициента гармонической линеаризации (4.24) и с этим значением  $b_{жс}$  находят  $A_x$  второго приближения. Расчет ведется до тех пор, пока разница в значениях  $A_x$  двух последовательных приближений не станет меньше допустимой величины.

Из (4.27) можно определить частотную функцию регулятора с жиклером, обладающим нелинейной расходной характеристикой

$$W_p(j\omega) = \frac{\Delta \bar{m}_p}{\Delta \bar{P}_{ex}} = K_3 - K_4 \frac{A_x e^{j\varphi_x}}{A_{P_{ex}} e^{j\varphi_{P_{ex}}}}.$$

## 5. ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ ЖРД - РЕГУЛЯТОР РАСХОДА ТОПЛИВА

Для составления уравнения системы ЖРД - регулятор расхода топлива необходимо помимо равенства (4.17) иметь уравнения объекта, причем такие уравнения, которые были бы замкнуты на параметры  $\Delta P_{вх}$ ,  $\Delta P_{вых}$  и  $\Delta \dot{m}_p$ .

Применительно к изучаемой системе нужно связать расход через регулятор, как входной параметр объекта регулирования (ЖРД), с выходными его параметрами  $\Delta P_{вх}$  и  $\Delta P_{вых}$ . Известно, что компонент горючее подается в газогенератор и изменение этого расхода может привести к изменению давления  $\Delta P_{вых}$ . Учитывая сложность динамических процессов в ЖРД, примем допущение о том, что давление в газогенераторе постоянное, а изменение энергии потока газа на его выходе связано в основном с изменением температуры. Тогда можно связать давление на выходе из регулятора  $\Delta P_{вых}$  с расходом  $\Delta \dot{m}_p$  уравнением граничных условий, определяемым перепадом давления на форсунках газогенератора:

$$\dot{m}_p = \mu_{ф.гг} F_{ф.гг} \sqrt{P_{вых} - P_{гг}}, \quad (5.1)$$

где  $\mu_{ф.гг}$ ,  $F_{ф.гг}$  - коэффициент расхода и площадь проходного сечения форсунок газогенератора,  $m^2$ ;  $P_{гг}$  - давление в газогенераторе, Па.

В результате линеаризации уравнения (5.1) методом малых отклонений при условии  $P_{гг} = const$  можно получить:

$$\Delta P_{вых} = K_6 \Delta \dot{m}_p, \quad (5.2)$$

где  $K_6 = 2(P_{вых} - P_{гг})_0 / (\dot{m}_p)_0$  - коэффициент передачи топливных форсунок газогенератора, Па·с/кг.

На вход регулятора топливо подается дополнительным центробежным насосом, ротор которого жестко связан и вращается вместе с ротором ТНА. Известно, что основной характеристикой центробежного насоса является его напорная характеристика, выражающая связь давления на его выходе (или на

входе в регулятор) с частотой вращения и расходом жидкости. С точки зрения динамических свойств насоса и регулятора можно с уверенностью полагать, что сопротивление насоса (со стороны выхода) мало по сравнению с сопротивлением регулятора, на котором дросселируется большой перепад давления. В связи с этим можно считать, что давление на выходе из насоса слабо зависит от расхода жидкости и в основном определяется частотой вращения его привода. При таком допущении ЖРД как объект регулирования по каналу, связывающему расход горючего в газогенераторе с давлением на выходе из дополнительного центробежного насоса или на входе в регулятор расхода, можно описать уравнением аperiodического типового звена

$$\Delta\tilde{P}_{ex} = W_{\delta\delta}(s)\Delta\tilde{m}_p, \quad (5.3)$$

где  $W_{\delta\delta}(s) = \frac{K_{\delta\delta}}{T_{\delta\delta}s + 1}$  – передаточная функция двигателя, Па·с/кг;  $K_{\delta\delta}$  – коэффициент передачи, Па·с/кг;  $T_{\delta\delta}$  – постоянная времени двигателя как объекта регулирования по внутренним двигательным параметрам, с. На такую же форму описания процессов указывают и экспериментальные характеристики ЖРД без регулятора [2].

Для исследования устойчивости САР ЖРД – регулятор топлива необходимо определить её передаточную функцию по управляющему воздействию. Передаточную функцию САР можно определить, воспользовавшись уравнениями (4.13), (4.14), (5.2), (5.3) или по структурной схеме системы ЖРД – регулятор (рис. 5.1).

Если выбрать в качестве выходного параметра САР приращение расхода топлива  $\Delta\tilde{m}_p$ , то после преобразований (4.13), (4.14), (5.2), (5.3) будем иметь:

$$\Delta\tilde{m}_p = \left\langle \frac{[K_5(T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1) + K_2 K_4](T_{\delta\delta} s + 1) \cdot \left\{ (T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1)[(1 - K_3 K_6)(T_{\delta\delta} s + 1) + 1 \right\}^{-1}}{[+K_3 K_{\delta\delta}] - K_p K_{\delta\delta} + K_p K_6 (T_{\delta\delta} s + 1)} \right\rangle \Delta\tilde{\varphi}. \quad (5.4)$$



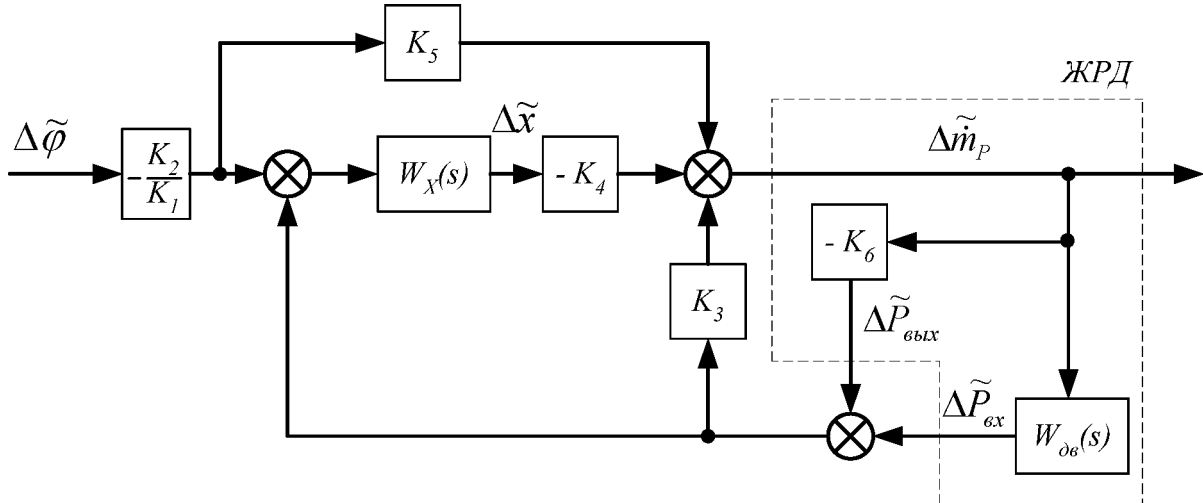


Рис. .5.1. Структурная схема системы ЖРД – регулятор

После приведения уравнения (5.4) к стандартному виду, можно получить

$$\Delta \tilde{m}_p = W_{\text{ЖРД-р}}(s) \Delta \tilde{\varphi},$$

где  $W_{\text{ЖРД-р}}(s) = B(s)/D(s)$  – передаточная функция системы ЖРД – регулятор,  $B(s) = b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + b_3$  – оператор управляющего воздействия,

$$D(s) = a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 \quad (5.5)$$

- собственный оператор системы регулирования.

В выражениях для  $B(s)$  и  $D(s)$  – коэффициенты членов полинома равны:

$$\begin{aligned} b_0 &= K_5 T_p^2 T_{\text{обс}}; \\ b_1 &= K_5 (2T_p \zeta + T_{\text{обс}}) T_{\text{обс}}; \\ b_2 &= (K_5 + K_2 K_4) T_{\text{обс}} + 2K_5 T_p \zeta; \\ b_3 &= K_5 + K_2 K_4; \end{aligned} \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned}
a_0 &= (1 + K_5 K_6) T_p^2 T_{\partial \theta}; \\
a_1 &= 2(1 + K_3 K_6) T_{\partial \theta} T_h \zeta + [1 + K_5 (K_6 - K_{\partial \theta})] T^2; \\
a_2 &= [1 + K_5 (K_3 - K_p)] T_{\partial \theta} + 2[1 + K_3 (K_6 - K_{\partial \theta})] T_p \zeta; \\
a_3 &= 1 + (K_3 - K_p) (K_6 - K_{\partial \theta}).
\end{aligned} \tag{5.7}$$

ЖРД как исполнительный элемент системы управления ракеты-носителя (см. рис. 1.1) также описывается уравнением апериодического звена и здесь выходным параметром системы является тяга двигателя  $P_{\partial \theta}$ , пропорциональная  $\dot{m}_p$ . Однако в данном учебном пособии рассматривается только часть системы управления, а именно ЖРД - регулятор.

При определенных сочетаниях параметров двигателя и регулятора система ЖРД – регулятор может потерять устойчивость. Для стабилизации системы необходимо изменять ее параметры или структуру. В принципе, возможно изменение параметров как двигателя, так и регулятора. Однако на практике идут по пути наименьших затрат – изменяют параметры регулятора, причем такие, которые не затрагивают корпусные или другие сложные его элементы.

Анализ устойчивости систем регулирования удобно проводить методом D-разбиения [3], который позволяет выделить области изменения параметров, соответствующие устойчивой системе.

Области устойчивости в плоскости одного или двух параметров строятся на основе собственного оператора, приравнивая его к нулю, то есть при  $D(s)=0$  или

$$a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 = 0. \tag{5.8}$$

В коэффициенты собственного оператора входят параметры, в плоскости которых строится D-разбиение. Легко изменяемым параметром регулятора является коэффициент демпфирования  $\zeta$ , поэтому целесообразно строить D-разбиение в плоскости этого параметра. Для этого необходимо

приравнять к нулю собственный оператор и выделить в нем в явном виде коэффициент демпфирования  $\zeta$ . После этих действий можно получить:

$$\beta_0 s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_3 s + \beta_3 + (\beta_2 s^2 + \beta_4 s)\zeta = 0, \quad (5.9)$$

где

$$\begin{aligned} \beta_1 &= [1 + K_3(K_6 - K_{\partial\sigma})]T_p^2; \\ \beta_2 &= 2(1 + K_3K_6)T_{\partial\sigma}T_p; \\ \beta_3 &= (1 + K_6(K_3 - K_p))T_{\partial\sigma}; \\ \beta_4 &= 2[1 + K_3(K_6 - K_{\partial\sigma})]T_p. \end{aligned}$$

Из равенства (5.9) следует:

$$\zeta = -\frac{\beta_0 s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_3 s + \beta_3}{\beta_2 s^2 + \beta_4 s}. \quad (5.10)$$

Для построения D-разбиения в плоскости параметра  $\zeta$  необходимо в (5.10) подставить  $s = j\omega$  и выделить в нем действительную и мнимую части:

$$\zeta = -\frac{(\beta_3 - \beta_1\omega^2) + j\omega(\beta_3 - \beta_0\omega^2)}{-\beta_2\omega^2 + j\beta_4\omega} = \text{Re}\zeta + j\text{Im}\zeta,$$

где

$$\text{Re}\zeta = \frac{\beta_2\omega^2(\beta_3 - \beta_1\omega^2) - \beta_4\omega^2}{(-\beta_2\omega^2)^2 + (\beta_4\omega)^2} \quad (5.11)$$

- вещественная часть коэффициента  $\zeta$ ,

$$\text{Im}\zeta = \frac{\beta_2\omega^3(\beta_3 - \beta_0\omega^2) + \beta_4\omega(\beta_3 - \beta_1\omega^2)}{(-\beta_2\omega^2)^2 + (\beta_4\omega)^2} \quad (5.12)$$

- мнимая часть коэффициента  $\zeta$ .

Задаваясь рядом значений частоты  $\omega$ , определяют по выражениям (5.11) и (5.12)  $\operatorname{Re}\zeta$  и  $\operatorname{Im}\zeta$ , а затем строят границу D-разбиения в комплексной плоскости  $\zeta$ . Штриховку границы D-разбиения производят с левой стороны по мере возрастания частоты  $\omega$ . Переход с заштрихованной стороны границы D-разбиения в незаштрихованную будет означать переход корня характеристического уравнения из левой полуплоскости корней в правую, то есть система станет неустойчивой. Исходя из указанного условия, в плоскости  $\zeta$  выделяют область с наибольшим числом корней в левой полуплоскости, и данная область является областью возможной устойчивости. Выбирая какое-либо значение параметра  $\operatorname{Re}\zeta$  из выделенной таким образом области, подставляют его в коэффициенты собственного оператора и проверяют устойчивость системы по какому-либо из критериев устойчивости. Для системы с уравнением третьего порядка наиболее простым является критерий устойчивости Рауса–Гурвица. Для устойчивости системы по данному критерию необходимо и достаточно, чтобы при положительных значениях коэффициентов  $a_0, a_1, a_2, a_3$  удовлетворялось неравенство:

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0. \quad (5.13)$$

Если удовлетворяется неравенство (5.13), то это означает, что выделенная область является областью устойчивости, то есть при всех  $\zeta$ , взятых из этой области, система ЖРД – регулятор будет устойчива. Если же неравенство (5.13) не выполняется, то система является структурно неустойчивой, то есть нельзя такую систему сделать устойчивой простым изменением коэффициентов, а требуется введение корректирующих элементов или изменения структуры системы.

Известно, что если в структуре системы регулирования присутствует консервативное звено, то есть колебательное типовое звено с нулевым демпфированием ( $\zeta = 0$ ), то при порядке собственного оператора меньше четырех система будет структурно неустойчивой. Для данного случая, то есть когда  $n = 3$  и  $\zeta = 0$ , коэффициенты собственного оператора будут равны:

$$\begin{aligned}
a_0 &= (1 + K_3 K_6) T_p^2 T_{\text{дв}}; \\
a_1 &= [1 + K_3 (K_6 - K_{\text{дв}})] T_p^2; \\
a_2 &= (1 + K_6 (K_3 - K_p) T_{\text{дв}}); \\
a_3 &= 1 + (K_3 - K_p) (K_6 - K_{\text{дв}}).
\end{aligned}$$

Подстановка коэффициентов в неравенство (5.13) и его преобразование дает

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 = -K_p K_{\text{дв}} T_p^2 T_{\text{дв}} \zeta < 0,$$

т.е. система является неустойчивой, причем при любых положительных величинах  $K_p, K_{\text{дв}}, T_p, T_{\text{дв}}$ . Из этих соображений следует, что коэффициент демпфирования должен быть больше нуля, причем с определенным запасом. Запас устойчивости необходим для обеспечения устойчивости системы в условиях принятых упрощающих допущений в математической модели регулятора, технологического разброса размеров при изготовлении деталей и отклонения режима работы системы от расчетного.

Для того чтобы оценить влияние режима работы системы ЖРД – регулятор на ее устойчивость, необходимо построить D-разбиение для нескольких режимов, характеризующихся соответствующими номинальными значениями параметров, например  $(\dot{m}_p)_0, (P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0$ .

При известном значении коэффициента демпфирования  $\zeta$ , при котором система ЖРД - регулятор устойчива, можно по формуле (4.8) определить, задавшись рядом параметров, требуемое гидравлическое сопротивление жиклера  $R_{\text{ж}}$  и далее его размеры, например диаметр проходного сечения

$$d_{\text{ж}} = \left( \frac{\mu l_{\text{ж}}}{\pi R_{\text{ж}}} \right)^{\frac{1}{4}}, \text{ м.} \quad (5.14)$$

Таким образом, реализовав требуемые геометрические параметры жиклера, можно обеспечить устойчивость системы ЖРД – регулятор, причем с определенным запасом. Однако при выбранных параметрах регулятора не

всегда удается удовлетворить качеству переходного процесса. В этом случае желательно иметь еще хотя бы один варьируемый параметр регулятора. В качестве такого параметра часто используется коэффициент усиления регулятора  $K_p$ , а через него и другой физический параметр, например, жесткость пружины  $\gamma_{прж}$ , площадь поршня  $F_n$  регулятора или какой-либо режимный параметр. Такой подход реализуется построением D-разбиения в плоскости двух параметров, например  $\zeta$  и  $K_p$ . Для такого построения искомые параметры  $\zeta$  и  $K_p$  выделяются в собственном операторе в явном виде:

$$(\psi_1 s + \psi_5 s) \zeta - (\psi_4 s + \psi_7) K_p + (a_0 s^3 + \psi_2 s^2 + \psi_6) = 0, \quad (5.15)$$

где

$$\begin{aligned} \psi_1 &= 2(1 + K_3 K_6) T_{\partial \delta} T_p; \\ \psi_2 &= [1 + K_3 (K_6 - K_{\partial \delta})] T_p^2; \\ \psi_3 &= (1 + K_3 K_6) T_{\partial \delta}; \\ \psi_4 &= K_6 T_{\partial \delta}; \\ \psi_5 &= 2[1 + K_3 (K_6 - K_{\partial \delta})] T_p; \\ \psi_6 &= 1 + K_3 (K_6 - K_{\partial \delta}); \\ \psi_7 &= K_6 - K_{\partial \delta}. \end{aligned}$$

Заменив в (5.15)  $s = j\omega$  и приравняв к нулю действительную и мнимую части, можно получить:

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 \omega^2 \zeta + \psi_7 K_p &= \psi_6 - \psi_2 \omega^2 \\ \psi_5 \omega \zeta - \psi_4 \omega K_p &= \omega (\psi_3 - a_0 \omega^2) \end{aligned} \right\} \quad (5.16)$$

Из решение системы из двух уравнений с двумя неизвестными  $\zeta$  и  $K_p$  следует

$$K_p = \frac{\Delta_K}{\Delta}, \quad \zeta = \frac{\Delta_\zeta}{\Delta}, \quad (5.17)$$

где  $\Delta = \begin{pmatrix} \psi_1 \omega^2 & \psi_7 \\ \psi_5 \omega & -\psi_4 \omega \end{pmatrix} = -\omega(\psi_5 \psi_7 + \psi_1 \psi_4 \omega^2)$  - определитель системы уравнений,

$$\Delta_K = \begin{pmatrix} \psi_1 \omega^2 & (\psi_6 - \psi_2 \omega^2) \\ \psi_5 \omega & -\omega(\psi_3 - a_0 \omega^2) \end{pmatrix} = \psi_1 \omega^2 (\psi_3 - a_0 \omega^2) - \psi_5 (\psi_6 - \psi_2 \omega^2),$$

$$\Delta_\zeta = \begin{pmatrix} \psi_6 & -\psi_2 \omega^2 \\ -\omega & \psi_3 - a_0 \omega^2 \end{pmatrix} = -\psi_4 \omega (\psi_6 - \psi_2 \omega^2) + \psi_7 \omega (\psi_3 - a_0 \omega^2).$$

В результате подстановки выражений  $\Delta$ ,  $\Delta_\zeta$  и  $\Delta_K$  в (5.17) можно получить

$$K_p = \frac{\psi_5 (\psi_6 - \psi_2 \omega^2) + \psi_1 \omega^2 (\psi_3 - a_0 \omega^2)}{\psi_5 \psi_7 + \psi_1 \psi_4 \omega^2}, \quad (5.18)$$

$$\zeta = \frac{\psi_4 (\psi_6 - \psi_2 \omega^2) - \psi_7 (\psi_3 - a_0 \omega^2)}{\psi_5 \psi_7 + \psi_1 \psi_4 \omega^2}. \quad (5.19)$$

Задаваясь рядом значений  $\omega$  от 0 до  $\pm \omega_{\max}$  можно построить D-разбиение системы регулирования в плоскости двух параметров  $\zeta$  и  $K_p$ . При этом за максимальное значение частоты, до которой нужно вести расчеты, можно принять  $\omega_{\max} \approx 10/T_p$ .

Штриховку границы D-разбиения производят с левой стороны по мере увеличения частоты  $\omega$ , если определитель  $\Delta > 0$ , и с правой стороны, если  $\Delta < 0$ . В плоскости двух параметров  $\zeta$  и  $K_p$  выделяют еще особую прямую, если  $\Delta = 0$ . Для рассматриваемого случая  $\Delta = 0$  при  $\omega = 0$ , поэтому, подставив в выражения (5.18) и (5.19)  $\omega = 0$  и решив их совместно, можно получить

$$\zeta = \frac{\psi_4}{\psi_5} K_p. \quad (5.20)$$

Особая прямая, полученная при  $\omega = 0$ , заштриховывается с одной стороны, а при  $\omega \neq 0$  - заштриховывается двойной штриховкой, причем особая прямая и граница D-разбиения должны быть обращены друг к другу обоюдно заштрихованными или обоюдно не заштрихованными сторонами.

Области возможной устойчивости системы выделяются по той же методике, что и для D-разбиения в плоскости одного параметра. Затем, взяв из выделенной области возможной устойчивости два значения параметров  $\zeta$  и  $K_p$ , подставляют их в собственный оператор системы и по одному из критериев проверяют устойчивость системы. Если она оказалась устойчивой, то выделенная область является областью устойчивости системы в плоскости параметров  $\zeta$  и  $K_p$ . Если она оказалась неустойчивой, то это указывает на то, что система является структурно неустойчивой.

В приложении 2 к учебному пособию приведены исходные данные для расчета регулятора расхода топлива, предназначенного для ЖРД, которые могут быть использованы студентами при курсовом проектировании.



## 6. КОНСТРУКЦИЯ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА ЖРД

На основе проведенных расчетов и выбранных параметров регулятора расхода топлива можно приступить к его конструированию. На этом этапе разработки целесообразно воспользоваться прототипом и заимствовать некоторые его элементы. Конструктивно регулятор расхода прямого действия – прототип P1 [2] (рис. 6.1) выполнен в виде агрегата прямого типа и включает в себя следующие основные узлы:

- узел дроссельного крана;
- узел дифференциального клапана;
- узел привода подвижной части дроссельного крана;
- узел перестройки режима.

Регулятор предназначен для выполнения следующих функций:

- изменение режима работы двигателя с промежуточного на основной;
- стабилизацию заданного режима работы ЖРД;
- управление режимом работы двигателя в диапазоне от минимального до максимального в соответствии с сигналами по каналам системы регулирования кажущейся скоростью ракеты и автомата ее стабилизации.

Конструктивно узел дроссельного крана содержит две части. Первая часть — подвижная втулка 3 механизма перестройки, опирающаяся на пружину 2, имеет два фиксированных положения, определяющих расход на промежуточном и основном режиме. Вторая часть дроссельного крана состоит из втулки 24 с профилированными окнами и поршня 22, связанного с приводом регулятора с помощью рейки 20. Втулка и поршень узла дроссельного крана выполнены из стали 9Х18, рейка — из стали 2Х13. Винт 23 настройки расхода на предварительном режиме позволяет изменять этот параметр по результатам предварительных проливов агрегата и термодинамического расчета двигателя.

Узел дифференциального клапана состоит из неподвижной втулки 15, подвижной втулки 13 и связанного с ней поршня 18, опирающегося на пружину 14.

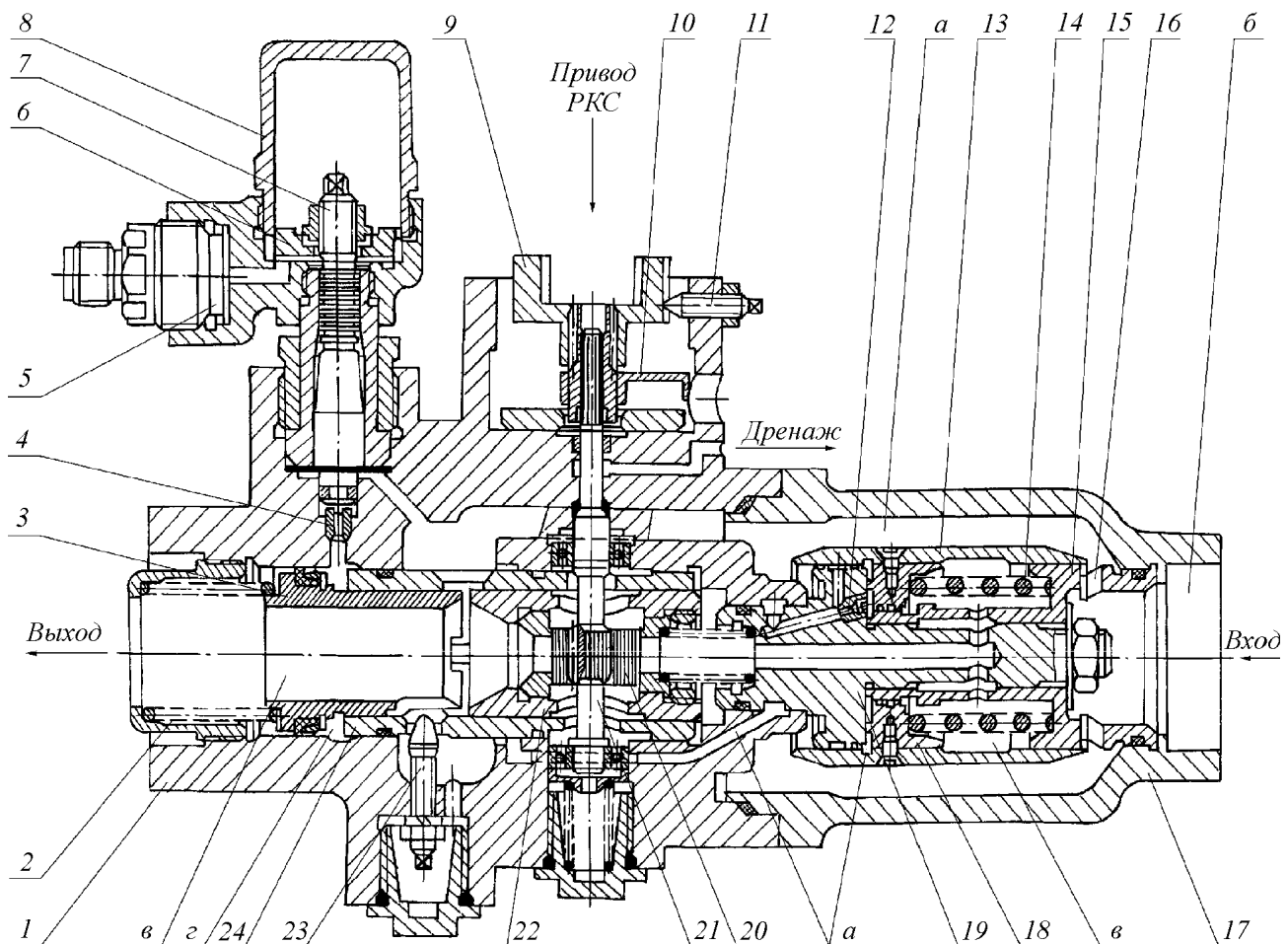


Рис. 6.1. Конструктивная схема регулятора расхода Р1: *а* — полость высокого давления узла дроссельного крана, *б* — полость высокого давления на входе в регулятор, *в* — полость низкого давления узла дроссельного крана, *г* — полость механизма перестройки за жиклером-замедлителем; 1 — корпус, 2 — пружина механизма перестройки узла дроссельного крана с промежуточного режима на основной, 3 — подвижная часть механизма перестройки узла дроссельного крана, 4 — жиклер-замедлитель, 5 — место установки пиропатрона, 6 — поршень механизма перестройки, 7 — шток, 8 — стакан-пламегаситель, 9 — узел стыковки с РМ, 10 — лимб, 11 — стопорный винт, 12 — жиклер узла дифференциального клапана, 13 — подвижная втулка узла дифференциального клапана, 14 — пружина узла дифференциального клапана, 15 — неподвижная втулка узла дифференциального клапана, 16 — дросселирующее отверстие узла дифференциального клапана, 17 — стакан, 18 — поршень узла дифференциального клапана, 19 — корпус узла настройки начальной затяжки пружины дифференциального клапана, 20 — рейка привода подвижной части дроссельного крана, 21 — торсион привода РКС, 22 — поршень узла дроссельного крана, 23 — винт регулировки расхода на промежуточном режиме, 24 — втулка узла дроссельного крана

Все детали узла выполнены из стали 9Х18. Давления до и после проходного сечения дроссельного крана подводятся к поршню клапана в полости *а* и *в*. В канале подвода давления до дроссельного крана в

поршневою полость дифференциального клапана устанавливается сменный демпфирующий жиклер 12.

Узел привода состоит из стыковочной муфты 9 и торсиона 21 с шестерней, вращающегося в двух подшипниках. Для определения углового положения торсиона на нем установлен лимб 10. Угол поворота торсиона составляет от  $90^0$  до  $215^0$  по шкале лимба. Для обеспечения настройки регулятора расхода без разборки агрегата муфта 9 соединена с торсионом 21 посредством червяка, который позволяет при неподвижной муфте изменять угловое положение валика от  $+7,5^0$  до  $-10^0$  относительно номинального положения. Для предотвращения попадания компонента топлива в полость муфты приводного механизма за уплотнительным кольцом предусмотрен дренаж утечек на срез сопла двигателя. Материал торсиона и червяка — сталь 2Х13.

Узел перестройки режима состоит из пиропатрона, устанавливаемого в гнездо 5, и поршня 6, выполненного из стали 9Х13. На конце штока 7 имеется уплотнительное кольцо, которое разделяет полость *a* регулятора от полости *z* механизма перестройки. Для обеспечения плавного нарастания площади проходного сечения дроссельного крана при выходе двигателя на основной режим установлен жиклер–замедлитель 4.

Корпус 1 регулятора изготовлен из алюминиевого сплава АК-8, а стакан 16 — из материала ВТЭ-1. К входному фланцу регулятора крепится фильтр для очистки компонента топлива.

Статическая ошибка данного регулятора обусловлена совмещением в дифференциальном клапане функций исполнительного и чувствительного элементов. В значительной мере статизм может быть скомпенсирован гидродинамической силой, возникающей за счет действия на подвижную часть клапана струи, вытекающей из окон 16. Таким образом, если пренебречь этим незначительным остаточным статизмом, дифференциальный клапан поддерживает постоянным перепад давления на проходном сечении дроссельного крана с момента вступления в работу. Этот момент определяется достижением равновесия между требуемым и располагаемым перепадами давления на всем регуляторе, как на гидравлической системе, состоящей из двух дросселирующих элементов.

При работе регулятора в режиме управления в соответствии с командами от РКС и АС ракеты изменение расхода компонента топлива

производится путем осевого перемещения подвижной части узла дроссельного крана 22. При этом узел дифференциального клапана поддерживает постоянным перепад давления на дроссельном кране за счет дросселирования компонента топлива на отверстиях 16. Начальная величина поддерживаемого перепада устанавливается затяжкой пружины 14.

Режим стабилизации реализуется при отсутствии команд со стороны РКС и АС ракеты, когда проходное сечение дроссельного крана неизменно, а дифференциальный клапан компенсирует возможные изменения настроенного перепада на дроссельном кране за счет своего перемещения. Обычно эти изменения связаны с изменением перепада давления на всем регуляторе за счет действия внешних факторов (изменение КПД насоса, наличие утечек, изменение температуры компонента топлива и т. п.).

Команда на переход двигателя с промежуточного режима на основной осуществляется путем подачи напряжения на пиропатрон, входящий в состав механизма узла перестройки. При этом газы, поданные под поршень 6, вызывают перемещение штока 7, что обеспечивает сообщение полостей *a* и *г*. Поступивший в полость *г* компонент топлива перемещает подвижную втулку 3 механизма перестройки до упора пружины 2. Площадь проходного сечения дроссельного крана увеличивается, что обеспечивает выход двигателя на основной режим.

В приложении 3 приведены контрольные вопросы для проверки усвоения материала учебного пособия.

## Список литературы

1. Гликман, Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей / Б.Ф. Гликман. – М.: Машиностроение, 1989.- 296 с.
2. Основы теории автоматического управления ракетными двигательными установками // А.И. Бабкин, С.И. Белов, Н.Б. Рутовский [и др.] – М.: Машиностроение, 1978.- 328 с.
3. Регуляторы расхода для топливных систем двигателей летательных аппаратов / под ред. академика РАН В.П. Шорина. – М.: Машиностроение, 2000.- 208 с.
4. Попов, Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления / Е.П. Попов. - М.: Наука, 1989. – 304 с.
5. Практикум пользователя пакетом прикладных программ МВТУ / Составитель О.С. Козлов. – М.: МГТУ, 2002. – 36 с.

## ТЕРМИНЫ ГЛОССАРИЯ

1. САР – система автоматического регулирования, включающая взаимодействующие объект регулирования и автоматический регулятор.
2. Автоматическое регулирование – процесс поддержания или изменения по заданной программе одной или нескольких величин без непосредственного участия человека.
3. Объект регулирования – машина, аппарат, в котором необходимо поддерживать или изменять по заданной программе какую-либо величину, называемую регулируемым параметром.
4. Автоматический регулятор – устройство, с помощью которого создается регулирующее воздействие на объект регулирования.
5. ЖРД – двигатель, создающий тягу за счет истечения газа на выходе из сопла и использующий в качестве топлива горючее и окислитель из баков ракеты.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ  
 ДЛЯ РАСЧЕТА РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ТОПЛИВА

Вариант / Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$(\dot{m}_{\delta.i \dot{A}D})_{\min}, \text{ кг/с}$	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	5,0	5,1	5,2
$(\dot{m}_{\delta.i \dot{A}D})_{\max}, \text{ кг/с}$	6,3	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	6,9	7,0	7,1	7,2
$\Delta P_{\delta p.HAP} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	9,8	9,9	10,0	10,1	10,2	10,3	10,4	10,5	10,6	10,7
$P_{\text{вых}} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	154	156	158	160	162	164	166	168	170	172
$P_{\text{ex.нм}} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	202	204	206	208	210	212	214	216	218	220
$P_{\text{ex.нб}} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	274	276	278	280	282	284	286	288	290	292
$P_{\text{зз}} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	144	146	148	150	152	154	156	158	160	162

Постоянные параметры:

$$\mu_{\delta p} = 0,65 \dots 0,70; \quad \mu_{\delta \phi} = 0,65 \dots 0,70; \quad \mu_{\phi.zz} = 0,8; \quad \beta = 75 \text{ град};$$

$$F_n = 15 \cdot 10^{-4} \text{ и}^2; \quad \varphi_{\min} = 0; \quad \varphi_{\max} = 180 \text{ град}; \quad \rho = 800 \text{ кг/м}^3;$$

$$K_{\delta \phi} = 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с/кг}; \quad T_{\delta \phi} = 0,2 \text{ с}.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ УСВОЕНИЯ МАТЕРИАЛА УЧЕБНОГО ПОСОБИЯ

1. На каком принципе действует регулятор расхода топлива?
2. К какому типу относится регулятор расхода топлива по классификации регуляторов?
3. Какие два режима работы реализованы в регуляторе расхода топлива?
4. Какие условия приводят к отклонению расхода топлива на выходе регулятора?
5. Что такое статическая погрешность регулятора и как можно ее снизить?
6. Какие законы физики и механики используются при выводе уравнений регулятора?
7. Каким типовым звеном САР можно представить регулятор расхода топлива?
8. Какой элемент использован в конструкции регулятора для коррекции его динамических характеристик?
9. Чем отличаются статическая и динамическая характеристики агрегатов?
10. Как строится структурная схема регулятора расхода топлива?
11. С какой целью строятся Д-разбиения в плоскости одного и двух параметров регулятора?
12. Каким образом можно повысить устойчивость системы ЖРД-регулятор?
13. По каким параметрам управляется ракета-носитель в процессе полета?
14. Как используется ЖРД в системе управления полетом ракеты-носителя?
15. Какую функцию выполняет регулятор расхода топлива в структуре ЖРД?



Учебное издание

*Гимадиев Асгат Гатьятович*

**Выбор параметров, расчет статических и динамических  
характеристик регулятора расхода топлива**

*Учебное пособие*

Редакторская обработка .....

Корректорская обработка .....

Доверстка .....

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Печ. л. 4,0

Тираж 120 экз. Заказ ИП - ж95/2007

Самарский государственный  
аэрокосмический университет.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

---

Изд-во Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.